

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

«На правах рукопису»

УДК 62-85

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

Олександр ОХРИМЕНКО

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ 19 ” травня 2020 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-науковою програмою «Технології комп'ютерного конструювання верстатів,
роботів і машин»

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему «Розробка, дослідження і оснащення свердлувальних верстатів
багатопозиційними приводами з цифровим керуванням»

Виконав: студент

II курсу , групи МВ – 81мн

Очеретяний Олександр Юрійович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник

к.т.н.,доцент, Новік М.А.

(посада, науковий ступінь тавчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу

к.т.н.,доцент, Новік М.А.

(посада, науковий ступінь тавчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

д.т.н., професор, Петраков Ю.В.

(посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає
запозичень з праць інших авторів без відповідних
посилань.

Студент

(підпис)

Київ - 2020

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Освітньо-наукова програма «Технології комп'ютерного проектування
верстатів, роботів і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Василь СТРУТИНСЬКИЙ

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“___” _____ 2020 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Очеретяному Олександрю Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Розробка, дослідження і оснащення свердлувальних верстатів багатопозиційними приводами з цифровим керуванням»

науковий керівник дисертації к.т.н., доцент, Новік М.А.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “04” березня 2020 року № 800-с

2. Термін подання студентом дисертації 19 травня 2020 року

3. Об'єкт дослідження є радіально-свердлильний верстат оснащений багатопозиційними приводами з цифровим керуванням.

4. Вихідні дані: привод поперечного переміщення стола - дискретність $Y_{\min}=0,01\text{мм}$, максимальна величина переміщення $Y_{\max}=256\text{мм}$; привод радіального переміщення супорта - дискретність $X_{\min}=0,01\text{мм}$, максимальна величина переміщення $X_{\max}=512\text{мм}$; привод осьової подачі мотор-шпинделя: дискретність $Z_{\min}=0,01\text{мм}$, максимальна величина переміщення $Z_{\max}=320\text{мм}$; $R_{\text{ж}}=0,6\text{ МПа}$.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1.Патентний пошук; 2.Аналіз відомих свердлувальних верстатів; 3.Розробка принципових схем приводів переміщення; 4.Розробка загальних виглядів багатопозиційних приводів; 5.Розробка математичної моделі та алгоритмів розрахунку статичних і динамічних характеристик; 6.Аналіз отриманих результатів.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу формату А1: патентний пошук; структурна схема модернізованого верстата; принципові схеми приводів радіального, осьового та поперечного переміщення мотор-шпинделя та стола; конструкції приводів переміщення; загальний вигляд приводів радіального та осьового переміщення мотор-шпинделя.

7. Орієнтовний перелік публікацій: 4 публікації, 1 Патент України на корисну модель та 1 Патент України на винахід.

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-10	доцент, к.т.н., Новік М.А.	09 березня 2020р.	15 травня 2020р.

9. Дата видачі завдання 09 березня 2020р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Патентний пошук	09.03 -15.03	Виконав
2	Аналіз наявних свердлувальних верстатів та вибір одного для оснащення цифровими приводами	16.03-29.03	Виконав
3	Розробка принципової схеми радіального переміщення мотор-шпинделя	30.03-05.04	Виконав
4	Розробка конструкцій приводу радіального переміщення мотор-шпинделя	06.04-12.04	Виконав
5	Розробка принципової схеми приводу осьової подачі свердла	13.04-19.04	Виконав
6	Розробка конструкцій приводу осьової подачі свердла	20.04-26.04	Виконав
7	Розробка принципової схеми приводу поперечного переміщення стола	27.04-03.05	Виконав
8	Розробка алгоритму розрахунку основних характеристик приводів	04.05 -15.05	Виконав

Студент _____ **Очеретяний О.Ю.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ **Новік М.А.**

Реферат

Магістерська дисертація на тему: «Розробка, дослідження і оснащення свердлувальних верстатів багатопозиційними приводами з цифровим керуванням» приділяє увагу питанню модернізації верстатного устаткування шляхом оснащення цифровими приводами, що дає можливість підвищити ступінь автоматизації, продуктивність та розширити характеристики верстата.

В роботі розглянуті багатопозиційні цифрові приводи радіально-осьового переміщення мотор-шпинделя, поперечного переміщення стола та наведені алгоритми і математичні моделі розрахунків основних характеристик цих приводів.

Комплектація радіально-свердлильного верстата 2Л53У запропонованими приводами забезпечує переміщення супорта в радіальному напрямку на довжину 512 мм з дискретністю 0,01 мм; переміщення мотор-шпинделя зі свердлом в осьовому (вертикальному) напрямку на величину 320 мм з дискретністю 0,01 мм; переміщення стола верстата в поперечному напрямку на величину 256 мм з дискретністю 0,01 мм.

Дисертаційна робота написана на 130 сторінках, містить 14 рисунків, 2 таблиці, 20 посилань та 5 додатків.

По темі дисертації опубліковано 1 тезис доповідей та 1 статтю на наукових конференціях, а також подано 1 тезис доповідей та 1 статтю; отримано Патент України №128598 на корисну модель та Патент України №121064 на винахід.

Abstract

Master's dissertation on "Development, research and equipment of drilling machines multi-position drives with digital control" focuses on power upgrading machine equipment way equipped with digital drives, which gives the opportunity to increase the degree of automation, performance and advanced characteristics of the machine.

The paper considers multipositional digital drive radial-axial displacement of the motor-spindle, transverse displacement of the table and algorithms and mathematical models for calculating the basic characteristics of these drives.

Complete sets of the radial drilling machine 2Л53У offers of drives Provides the moved support in the radial direction on length of 512 mm with discreteness of mm 0,01; expansion of the motor-spindle with a drill in an axial (vertical) layer on size of 320 mm pressure of expansion of the column machine in a cross-section on size of 256 mm with discreteness of 0,01 mm.

The dissertation is written on 130 pages, contains 14 drawings, 2 tables, 20 references and 5 applications.

On the topic of the dissertation 1 thesis of reports and 1 article at scientific conferences were published, and also 1 thesis of reports and 1 article are submitted; received a Patent of Ukraine №128598 for a utility model and a Patent of Ukraine №121064 for an invention.

Реферат

Магистерская диссертация на тему: «Разработка, исследование и оснащение сверлильных станков многопозиционными приводами с цифровым управлением» уделяет внимание вопросу модернизации станочного оборудования путем оснащения цифровыми приводами, что позволяет повысить степень автоматизации, производительность и расширить характеристики станка.

В работе рассмотрены многопозиционные цифровые приводы радиально-осевого перемещения мотор-шпинделя, поперечного перемещения стола и приведены алгоритмы и математические модели расчетов основных характеристик этих приводов.

Комплектация радиально-сверлильного станка 2Л53У предложенными приводами обеспечивает перемещение суппорта в радиальном направлении на длину 512 мм с дискретностью 0,01 мм; перемещение мотор-шпинделя со сверлом в осевом (вертикальном) направлении на величину 320 мм с дискретностью 0,01 мм; перемещения стола станка в поперечном направлении на величину 256 мм с дискретностью 0,01 мм.

Диссертация написана на 130 страницах, содержит 14 рисунков, 2 таблицы, 20 ссылок и 5 приложений.

По теме диссертации опубликовано 1 тезис докладов и 1 статью на научных конференциях, а также представлены 1 тезис докладов и 1 статью; получен Патент Украины №128598 на полезную модель и патент Украины №121064 на изобретение.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ	8
ВСТУП	9
1. Патентний пошук щодо створення багатопозиційних приводів з цифровим керуванням	11
2. Схема структурна радіально-свердлильного верстата	40
3. Схема принципова багатопозиційного пневмоелектричного приводу радіального переміщення шпинделя	42
4. Структура мультипозиційного електропневматичного пристрою	50
5. Матмодель та алгоритм обчислення найголовніших статичних характеристик мультипозиційного електропневматичного пристрою	54
6. Схема принципова пристрою осьового руху двигун-шпинделя	63
7. Конструкція пристрою осьового руху двигун-шпинделя	71
8. Схема розрахункова пристрою подачі двигун-шпинделя в осьовому напрямку	75
8.1. Розрахунок пристрою осьової подачі двигун-шпинделя	79
8.2. Процедура статичного обчислення гідравлічної системи	81
8.3. Порядок динамічного обчислення пристрою подачі свердла	87
8.4. Порядок обчислення шліцевої пари	90
8.5. Обчислення основного гвинта	95
9. Пристрої горизонтальної та вертикальної зміни положення двигун-шпинделя	97
10. Схема принципова приводу переміщення стола	102
ВИСНОВКИ:	106
Список використаної літератури:	107
ДОДАТОК 1	109
ДОДАТОК 2	113
ДОДАТОК 3	117
ДОДАТОК 4	119
ДОДАТОК 5	124

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

АК – акумулятор

ГД - гідравлічний дозатор

ДР – дросель

ЕКД – електричний кроковий двигун

ЕМ – електромагніт

ЗК – зворотній клапан

КП - керуючий пристрій (контролер)

Кр – кран

КР – редукційний клапан

М – манометр

МР – масло розпилювач

Р – розподільник

$P_{\text{ж}}$ – тиск живлення

$P_{\text{м}}$ – тиск магістральний

$P_{\text{р}}$ – тиск рідини

ФВВ – фільтр-вологовідокремлювач

ЦП – цифровий привод

МШ – мотор-шпиндель

ЕКД – електричний кроковий двигун

ГЦ – гідравлічний циліндр

ЕМ – електромагніт

РПР – регулятор потоку рідини

Ключові слова: ЕКД; мотор-шпиндель; виконавчий циліндр; цифровий привод; багатопозиційний привод.

ВСТУП

Для будь-якої країни світу важливу роль в технічному прогресі відіграє стан рото- та верстатобудування. Оскільки в цьому вимірюється потенціал країни та її можливості. Отже, створення, оновлення та покращення верстатного устаткування на більш точніші, надійніші та продуктивніші інструменти є досить актуальним питанням. Верстатобудування в світі зазнало багато позитивних змін, з'явилися верстати з числовим програмним керуванням, котрі здатні виконувати оброблення заготовки в автономному режимі, без втручання людини, що збільшує їх продуктивність в рази, і таких верстатів стає дедалі більше. Але моделі верстатів з ручним керуванням теж можна модернізувати і зробити більш автоматичними. І беручи до уваги їхню вартість, котра буде на порядки меншою ніж вартість верстатів з ЧПУ, оновлені верстати є чудовою альтернативою.

Завдяки швидкому темпу розвитку обчислювальної та комп'ютерної техніки виникає можливість створення різноманітних верстатів з окремих модулів, які управляються унітарними, цифровими, або комбінованими кодами. Водночас, структура певного модуля може бути використана в декількох частинах верстата або як виконавчі пристрої промислових роботів. Для прикладу, в якості приводів переміщення руки промислового робота або повороту колони; переміщення шпинделя та стола фрезерного верстата; переміщення стола, супорта та шпинделя радіально-свердлильного верстата; повороту супорта або револьверної головки токарно-револьверного верстата; переміщення столів та вертикального переміщення інструменту свердлильного верстата, тощо.

В магістерській дисертації розглядаються певні структури таких приводів, що підвищують продуктивність радіально-свердлильного верстата, збільшують ступінь його автоматизації, та зменшують час на обробку заготовки, що забезпечує зменшення фінансових витрат на процес виробництва.

Метою магістерської дисертації на тему: «Розробка, дослідження і оснащення свердлувальних верстатів багатопозиційними приводами з цифровим керуванням» є створення та дослідження перспективних приводів з широкими

функціональними можливостями та оснащення ними радіально-свердлильного верстата.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

1. Проведення патентного та літературного пошуку по проблемі створення та дослідження багатопозиційних приводів, керування якими здійснюється в цифровому, унітарному або комбінованому кодах.

2. Розробка принципів схем привода радіального переміщення супорта, на якому розміщений мотор-шпиндель, осьової подачі мотор-шпинделя та приводу поперечного переміщення стола.

3. Розробка конструкцій пристрою радіального переміщення двигун-шпинделя, приводу осьового переміщення двигун-шпинделя зі свердлом та цифрового приводу переміщення стола верстата.

4. Розробка математичних моделей та алгоритмів обчислення головних параметрів приводів.

1. Патентний пошук щодо створення багатопозиційних приводів з цифровим керуванням

Представлені винаходи та корисні моделі відносяться до приборів автоматики та мають можливість бути застосовані в якості певних елементів для дискретного переміщення на задану відстань робочих органів верстатів, складових частин промислових роботів, а також в інших галузях промислових робіт і машинобудування.

Першим з приведених приводів є Патент України №63275. Серед його вад можна виділити відсутність компенсації втраченої робочої рідини, можливість появи незапрограмованих переміщень («провалів» та «викидів») та відносно невелика дискретність.^[1]

Основне завдання корисної моделі ґрунтується на: мінімалізації габаритів осьових, покращення динамічних показників та характеристик, а також збільшення роздільної можливості пристрою.

Розв'язання цього завдання здобувається тим, що в механізмі мультипозиційному, що містить циліндр з задньою, а також із передньою закривками, в якому з продукуванням штокової та об'єднаної з гідрокамерами дозаторів, порожнини компенсаційної і міжпоршневої порожнини містяться поршень з робочим елементом і поршень допоміжний разом зі штоком, які крізь осьовий отвір циліндричної форми, зроблений у задній закривці, покидає її ліміти і приєднується кінематично до вала вихідного двигуна крокового електричного (ЕКД), який має відмінності в тому, що камера міжпоршнева з'єднана з гідрокамерами дозаторів завдяки паралельно приєднаними дроселями з протилежно направленими клапанами зворотними, а на задній закривці зроблені діаметрально протилежні пази зовнішні, в яких розташовані шпонки рухомо в поздовжньому напрямку, та які прикріплюються до кінцевої частини штока допоміжного поршня.

Схемою корисної моделі приводу, що наведена у вигляді креслення на рисунку 1, пояснюється сутність приводу.

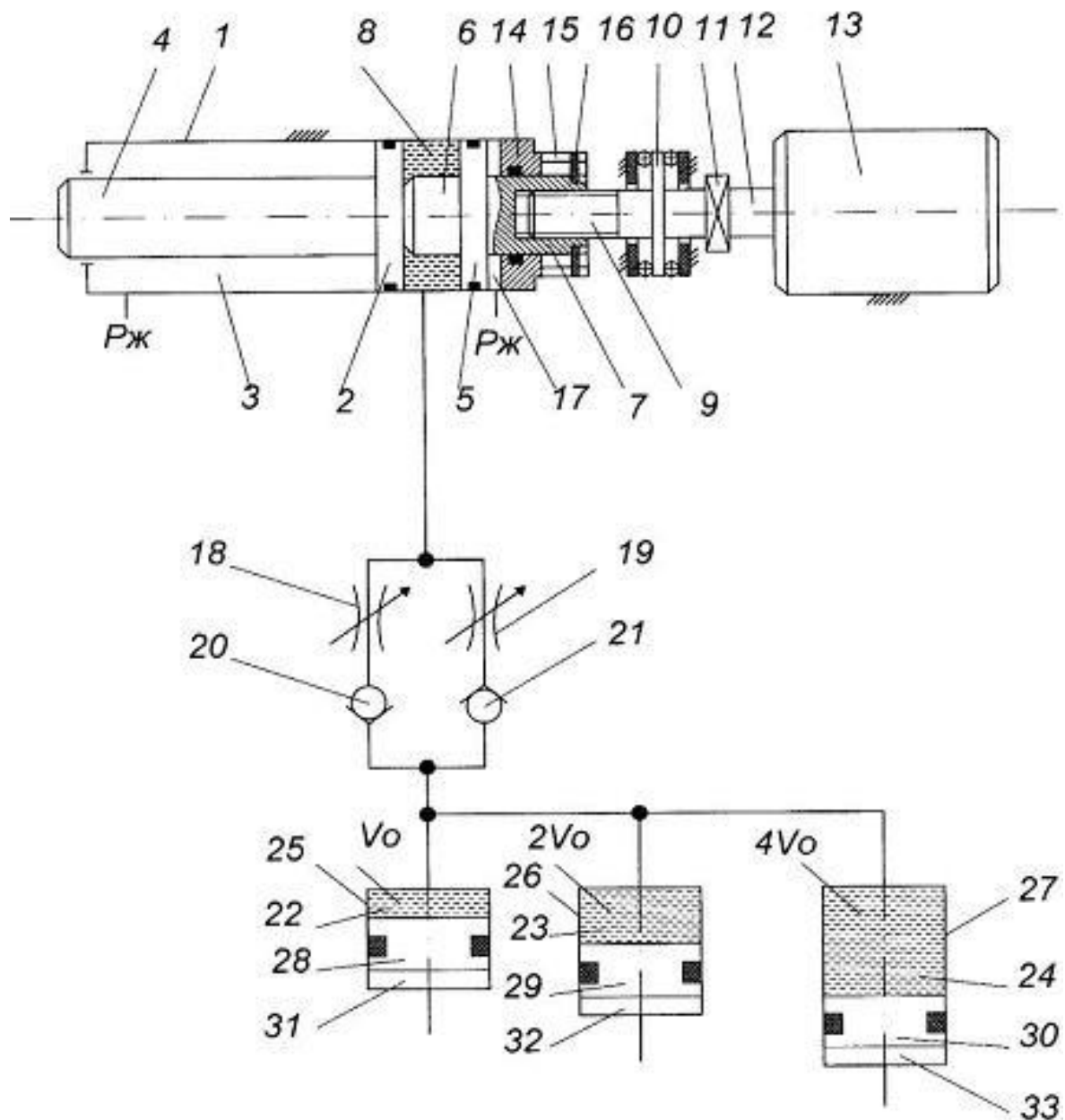


Рис.1 Схема мультипозиційного приводу

В циліндрі 1 багатопозиційного приводу розташований поршень 2 з робочим елементом 4 та поршень додатковий 5 зі штоком 6 та упором 5. Міжпоршнева камера 8 утворена за допомогою поршня додаткового 5 та поршня 2. Гвинт 9 та Шток 7 вступають в різьбове з'єднання. Гвинті 9, який розміщує упорний циліндр 10, що взаємодіє з підшипниками, кінематично з'єднаний з електричним кроковим двигуном (ЕКД) 13 через муфту 11 вихідного вала 12. На штоці 7 закріплені шпонки 16, які рухаються, та кришка задня 14 циліндра 1, з пазами 15, які мають

діаметральне розташування. Тиск живлення Рж підводиться до порожнини компенсаційної 17, що складається з кришки 14 та поршня 5.

Поршні 28, 29, 30, розміщені в об'ємних дозаторах 25, 26, 27, взаємодіють з керуючими порожнинами 31, 32, 33 та гідравлічними порожнинами 22, 23, 24, які через зворотні клапани 20 і 21 та дроселі 18 і 19 впливають на міжпоршневую камеру 8. Об'єми рідини в об'ємних дозаторах 25, 26, 27 відповідно рівні V_0 , $2V_0$ та $4V_0$. Тиск живлення Рж постійно підводиться до камери штокової 3, розташованої в циліндрі 1. Зі сторони порожнини 3 площа поршня 2 в два рази менша ніж зі сторони порожнини 8. Таким чином, зусилля на привод, яке спричинює рухи вперед та назад, буде рівним, через співвідношення площ. Площа поршня 2 зі сторони порожнини 3 рівна ефективній площі поршня додаткового 5 зі сторони порожнини 17.

Принцип роботи привода багатопозиційного наступний. У вихідному положенні розрядні дозатори 25, 26, 27 з порожнинами 31, 32, 33 під'єднані до атмосфери, ЕКД 13 знеструмлений. В циліндрі 1 до порожнин 17, 3 підводиться тиск живлення Рж.

За комбінацією 001 сигналів керування, тиск живлення підводиться в дозатор 25 до камери 31, через дросель 18 та клапан зворотній 20 об'єм рідини витікає в порожнину 8 від порожнини 22, завдяки переміщенню вгору (за кресленням) поршня 28. В циліндрі 1 вихідний шток 4 здійснює переміщення ліворуч на величину

$$X_0 = \frac{4V_0}{\pi D_n^2} ,$$

де D_n – діаметр поршня 2.

Поршень 2 зі штоком 4 займають вихідне положення в порожнині 3 під дією тиску живлення Рж, коли порожнина 31 з'єднується з атмосферою. Тоді рідина із порожнини 8 через зворотній клапан 21 та дросель 19 витісняється в порожнину 22 об'ємного дозатора 25. За комбінацією 010 сигналів керування, тиск живлення подається до об'ємного дозатора 26 у порожнину 32, при цьому із порожнини 23 через дросель 18 та клапан зворотній 20 витісняється рідина переміщенням поршня

29 вверх, яка потрапляє до міжпоршневої камери 8. Тоді в циліндрі 1 вихідний шток 4 переміщується ліворуч на величину

$$2X_0 = \frac{8V_0}{\pi D_n^2} ,$$

При опрацюванні комбінації коду, наприклад, 011 сигналів керування, тиск живлення підводиться одночасно в об'ємні дозатори 25, 26 до камер 31, 32, відбувається переміщення вихідного штоку 4 ліворуч на величину

$$3X_0 = \frac{12V_0}{\pi D_n^2} ,$$

Комбінації коду сигналів керування 111 відповідатиме переміщення штока 4 на величину

$$7X_0 = \frac{28V_0}{\pi D_n^2} , \text{ і т. д.}$$

При цьому, дроселями 19, 18 відповідно регулюється швидкість руху штока 4 праворуч та у зворотньому напрямку. При відпрацюванні ЕКД 13 одного керуючого імпульсу вал 12 повертається на кут φ , тоді вихідний шток 4 та поршень додатковий 5 переміщуються на величину

$$\Delta X = \frac{\varphi t}{360^\circ} ,$$

де t – крок гвинта 9.

При одночасному опрацюванні ЕКД 13 одного імпульсу та підведенні тиску живлення Рж, для прикладу, до гідравлічного дозатора 25 у порожнину 31, вихідний шток 4 виконає переміщення ліворуч на величину

$$X_0 + \Delta X .$$

При одночасному опрацюванні ЕКД 13 n імпульсів та підведенні тиску живлення Рж, для прикладу, до гідравлічних дозаторів 25, 26 у порожнини 31, 32, вихідний шток 4 переміститься ліворуч на величину

$$X_0 + 2X_0 + \Delta X \cdot n = 3X_0 + \Delta X \cdot n .$$

При опрацюванні заданого числа імпульсів і при відпрацюванні інших кодових комбінацій сигналів керування, як при прямому русі, так і при зворотньому переміщенні вихідного штока 4, привод працює аналогічно.

Наступною залежністю визначається максимальне число керуючих імпульсів, яке спроможний опрацювати ЕКД 13.

$$n_{max} = \frac{(X_0 - \Delta X) \cdot 360^\circ}{\varphi \cdot t}.$$

Величина максимального переміщення вихідного штока 4 дорівнює

$$X_{max} = 4X_0 - \Delta X.$$

За залежністю визначається число позицій вихідного штока 4

$$N = \frac{X_{max}}{\Delta X}.$$

У висновку, запропонований мультипозиційний пристрій при невеликій дискретності але достатньо великому значенні зміни положення робочого елемента володіє зменшеним значенням осової габаритної величини, окрім цього гарантує управління швидкістю переміщення робочого елемента в значному діапазоні.

Наступна відома структура гідропневматичного приводу представлена в Патенті України №93441. Недостачею цієї конструкції є відсутність компенсування робочої рідини, яка втрачається під час роботи привода, відносно невисока точність позиціювання робочого штока. [2]

Основне завдання винаходу ґрунтується на: мінімалізації величин габаритів осових, покращення динамічних показників та характеристик завдяки приєднанню датчика зміни лінійного положення, гідророзподільника шестилінійного трипозиційного та дешифратора електричного до його будови, а також зменшення складності структури приводу.

Розв'язання цього завдання здобувається тим, що в пневматично-гідравлічному механізмі з цифровим управлінням, в якому встановлений циліндр з розташованим в ньому поршнем і робочим елементом з виникненням пневматичної штокової, а також гідравлічної поршневої порожнини з шляхами живлення, гідродозатори розрядні з гідравлічними шляхами вихідними, підключеними до гідравлічної порожнини поршневої і пневматичними шляхами вхідними, які об'єднані з шляхами вихідними двопозиційних пневморозподільників, дешифратором електричним і індикатором зміни лінійного

положення. Новизна полягає в тому, що індикатор зміни лінійного положення виготовлений на подібі ряду послідовно приєднаних та розташованих з кроком, який дорівнює дискретності механізму, герконів (герметичних контактів) замкнених нормально, а також приєданого на штоці розмикача, зробленого на подібі магніта з довжиною, яка перевищує або ж рівна за значення кроку розташування герконів, під час цього контакти вхідні ряду об'єднані з контактами вихідними дешифратора електричного, а управляючі - з петлями електромагнітних пневморозподільників з двома позиціями, контакти вихідні індикатора приєднані до петель електромагнітів гідророзподільника шестилінійного з трьома позиціями, канали вхідні якого повз клапани зворотні та дроселі підключаються до гідрокамер дозаторів, а канали вихідні - до гідрокамери циліндра.

Внаслідок долученого в конструкцію індикатора зміни лінійного положення, що управляє перемиканням гідророзподільника шестилінійного з трьома позиціями, а також клапанів зворотних разом із дроселями, з'являється спроможність до корекції швидкості переміщення робочого елемента, і додатково, ще й попередження появи «провалів» та «викидів» під час ввімкнення гідродозаторів розрядних.

Цифровий привод складається з поршня 2 з робочим елементом 3 розміщеним в циліндрі 1, що створюють порожнину штокову 5 і порожнину поршневу 4. Тиск живлення Рж подається в порожнину штокову 5 постійно. В процесі руху магніт 6, який під'єднаний до робочого елемента 3, взаємодіє з датчиком 16 розмикаючи контакти герконів 7-15, що замкнені нормально. Схемою цифрового пневмогідравлічного приводу, що наведена на рисунку 2, пояснюється суть приводу.

Електромагніт ЕМ1 встановлений на гідророзподільнику 18, який має шість ліній та три позиції, та, в свою чергу, під'єднується до геркона 7 через його вихідний контакт 17. Геркон 15 з контактом вихідним 19 під'єднується до електромагніта ЕМ2. Дешифратор 28 взаємодіє через вихідні контакти 20-27 з вхідними контактами герконів. Джерело струму 30 під'єднується до дешифратора 28 завдяки контакту вхідному 29. Електромагніти ЕМ3, ЕМ4, ЕМ5

пневморозподільників 34, 35, 36 співвідносно підключені до дешифратора 28 через контакти керуючі 31, 32, 33. Тиск живлення відповідно подається до гідродозаторів 40, 41, 42 у їх порожнини пневматичні 37, 38, 39 від співвідносних розподільників 34, 35, 36.

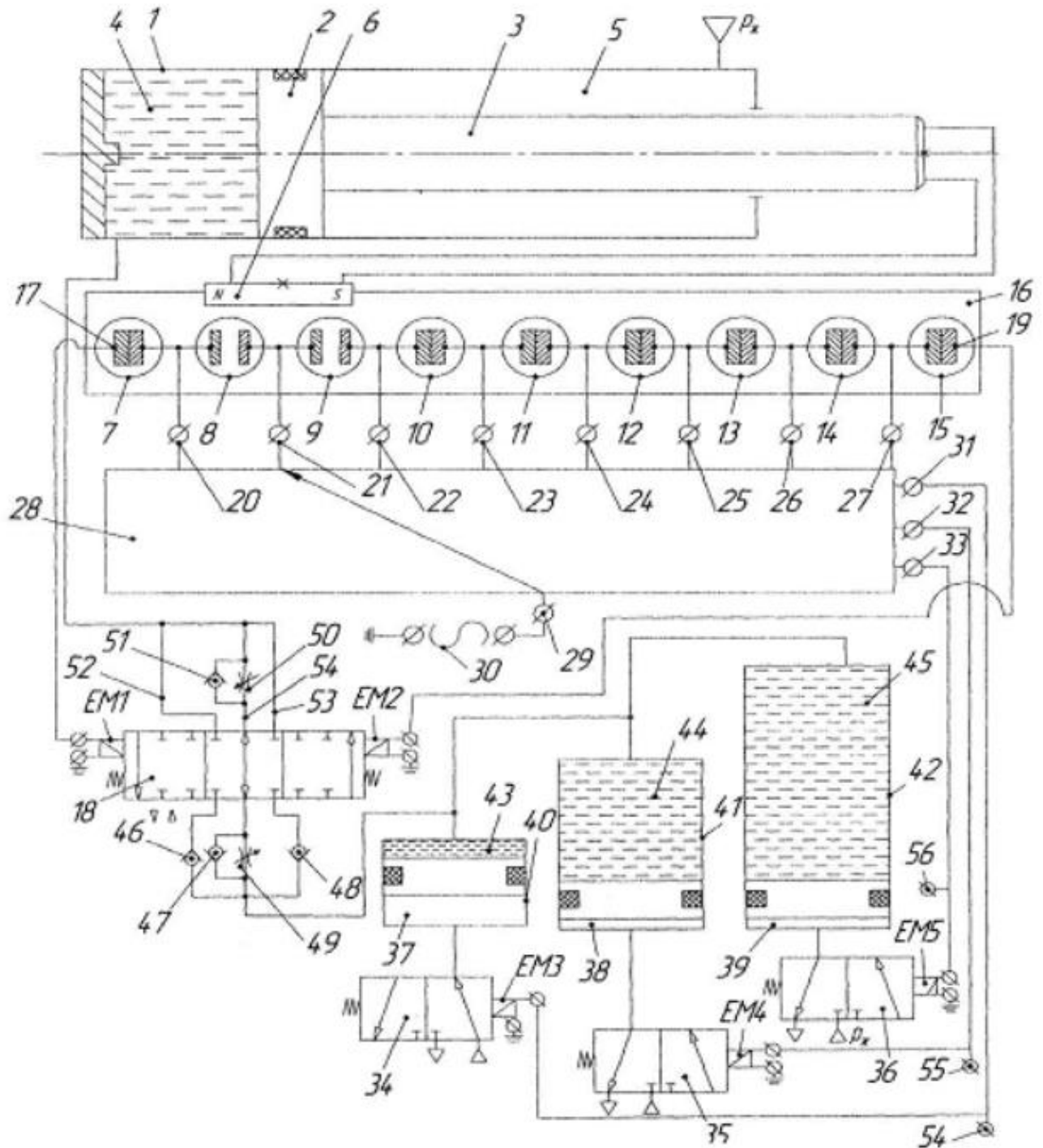


Рис.2 Схема пневматично-гідравлічного приладу з цифровим управлінням

Електромагніт ЕМ1 встановлений на гідророзподільнику 18, який має шість ліній та три позиції, та, в свою чергу, під'єднується до геркона 7 через його вихідний контакт 17. Геркон 15 з контактом вихідним 19 під'єднується до електромагніта ЕМ2. Дешифратор 28 взаємодіє через вихідні контакти 20-27 з вхідними контактами герконів. Джерело струму 30 під'єднується до дешифратора 28 завдяки контакту вхідному 29. Електромагніти ЕМ3, ЕМ4, ЕМ5 пневморозподільників 34, 35, 36 співвідносно підключені до дешифратора 28 через контакти керуючі 31, 32, 33. Тиск живлення відповідно подається до гідродозаторів 40, 41, 42 у їх порожнини пневматичні 37, 38, 39 від співвідносних розподільників 34, 35, 36.

Вихідні канали дроселя 49 та клапанів зворотних 46, 47, 48, під'єднані до гідророзподільника 18, що має три позиції, а вхідні канали сполучені з порожнинами гідравлічними 43, 44, 45 (які мають об'єми V , $2V$ і $4V$). З порожниною гідравлічною 4 робочого циліндра 1, через лінії 52, 53, а також зворотний клапан 51 та дросель 50, з'єднані вихідні шляхи трипозиційного розподільника 18. З вихідними портами пристрою, який має програмне керування, з'єднані керуючі зв'язки 54, 55, 56 (але це не показано на схемі).

Суть роботи цифрового привода така. Дозатор 40 витісняє об'єм рідини V у порожнину 4 із гідрокамери 43, оскільки розподільник 34 перемикається через підведення напруги до електромагніту ЕМ3, при цьому решта електромагнітів ЕМ1, ЕМ2, ЕМ4, ЕМ5 в початковому стані знеструмлені, в результаті відбувається рух робочого елемента 3 на значення $X = 4V/\pi D$, де V - об'єм гідродозатора 40; D - діаметр поршневої частини. Дешифратор 28 здійснює перемикання внаслідок чого його контакти 22 та 29 взаємодіють між собою, коли спрацьовує комбінація 010 сигналів керування, через одночасне знеструмлення контакту 54 та подання напруги до контакту 55 від прибору програмного керування. Електромагніт ЕМ2 умикається через подачу сигналу контактом 19, оскільки замкнені нормально зв'язки 10, 11, 12, 13, 14, 15 через контакт 22 отримують, за низкою, напругу, яка йде від контакту 29. Тоді циліндр 1 із порожниною 4 через канал 53 та клапан зворотний 48 під'єднується до порожнин розрядних гідродозаторів, оскільки під

дією електромагніта ЕМ2 відбувається переміщення ліворуч розподільника 18. При цьому відбувається одночасне переміщення розподільника 34 праворуч, а розподільника 35 – ліворуч. Із гідрокамери 44 одночасно витісняється робоча рідина, оскільки в порожнині 38 збільшується повітряний тиск, до гідродозатора 40 у порожнину 43 та до циліндра 1 в порожнину 4 через розподільник 18, клапан зворотний 48, а також канал 53. Робочий елемент 3 з поршневою частиною 2, одночасно зі зміщенням поршня гідродозатора 40, який займе своє початкове положення через тиск рідини, виконає переміщення праворуч на значення $X = 4V/\pi D$. Так званий «провал» штокової частини 2 запобігається клапаном зворотним 48, а тому робочий елемент 3 може здійснювати свій рух тільки праворуч. Завдяки дії магнітного поля магніта 6, наприкінці основного руху робочого елемента 3, відбувається розмикання шляху живлення магніта ЕМ2 та відмикання контактів герконів 10, 9, внаслідок чого відбувається переміщення розподільника 18, який займає центральне положення. Під час цього до циліндра 1 в порожнину 4 від гідродозатора 41 потрапляє робоча рідина через розподільник 18, клапан зворотний 47, а також дросель 50, який дозволяє наприкінці основного руху робочого елемента 3 здійснювати регулювання швидкості.

До розподільників 35, 36 на електромагніти ЕМ4, ЕМ5 та до дешифратора 28, через його вхідні шляхи 32, 33, одночасно поступає напруга, під час відпрацювання, для прикладу, комбінації 100 сигналів керування. Електромагніт ЕМ2 умикається через подачу сигналу контактом 19, оскільки замкнені нормально зв'язки 10, 11, 12, 13, 14, 15 через контакт 22 отримують, за низкою, напругу, яка йде від контакту 29. В цей час дешифратор 28 виконує перемикання і від джерела 30 напруга поступає до розподільника 18 на електромагніт ЕМ2 через контакт 19, по шляху, який складається з контакту 29, контакту вихідного 26 дешифратора, а також герконів 14, 15. Гідравлічна порожнина 4 циліндра 1 сполучена, через канал 53 та клапан зворотний 48, з порожнинами 44, 45 гідродозаторів 41, 42, оскільки відбулося переміщення ліворуч розподільника 18. Поршні дозаторів 41, 42 виконують зміщення, тому що в порожнинах 38 та 39 збільшується повітряний

тиск, що спричинює витіснення рідини в порожнину 4 через канал 53, розподільник 18, а також клапан зворотній 48, від порожнин 44,45.

Через вплив тиску в порожнині 4 поршнева частина 2 з робочим елементом 3 рухаються праворуч на значення $4(2V + 4V)/\pi D = 6X$. Замкнені нормально контакти геркона 14 розмикаються під дією магнітного поля магніта 6 коли робочий елемент 3 перебуває наприкінці свого основного руху. Під час цього до циліндра 1 в порожнину 4 від порожнин гідродозаторів 44, 45 потрапляє робоча рідина через гідророзподільник 18 (так як електромагніт ЕМ2 знеструмлений і розподільник займає центральне положення), клапан зворотний 47, а також дросель 50, який дозволяє наприкінці основного руху робочого елемента 3, завдяки зміні прохідного перерізу, здійснювати регулювання швидкості. Коли знеструмлено котушки електромагнітів ЕМ3, ЕМ4, ЕМ5 (під час відпрацювання комбінації 000 кодових керуючих сигналів), то напруга живлення потрапляє на електромагніт ЕМ1 гідророзподільника 18 через замкнені нормально контакти геркона 7, контакт вихідний 20 дешифратора 28 від контакту 29.

В дозатори 40, 41, 42 до розрядних порожнин 43, 44, 45 через клапан зворотній 46, гідророзподільник 18 та трубопровід 52, потрапляє робоча рідина від порожнини 4 циліндра 1, оскільки після того, як увімкнувся електромагніт ЕМ1 гідророзподільник зайняв середнє положення та в порожнині 5 величина постійного тиску стала більша за тиск в камері 4. Поршні гідродозаторів 40, 41, 42 займають своє початкове положення через вплив тиску рідини. Гідророзподільник перемикається праворуч займаючи своє центральне положення, коли наприкінці переміщення робочого елемента 3 магніт 6, за допомогою магнітного поля, знеструмлює електромагніт ЕМ1 розмиканням контактів геркона 7. До порожнин 43, 44, 45 гідродозаторів надходить робоча рідина від порожнини 4 циліндра 1 через дросель 49, який дозволяє відрегулювати, завдяки зміні прохідного перерізу, гальмівну швидкість робочого елемента 3 наприкінці свого руху. Під час відпрацювання інших комбінацій сигналу керування принцип дії залишається схожим за аналогією.

У висновку, запропонований пневматично-гідравлічний механізм з цифровим управлінням гарантує під час обробки будь-якої комбінації кодових сигналів управління, стрімку зміну положення робочого елемента та посилене уповільнення швидкості переміщення, коли робочий елемент наближається до необхідного положення.

Ще однією відомою конструкцією багатопозиційного приладу є Патент України №120810. Вадой цього приводу є можлива поява так званих «викидів» і «провалів», тобто незапрограмованих переміщень.^[3]

Основне завдання винаходу ґрунтується на: покращенні точності виходу в необхідне положення, зменшення складності структури приводу, а також збільшення обсягу положення робочого елемента. Завдяки цьому є змога збільшити масштаб використання подібних пристроїв.

Розв'язання цього завдання здобувається тим, що в комплексному мультипозиційному механізмі з цифровим керуванням, який розміщує в собі циліндр виконавчий з розташованими послідовно в ньому оболонками розрядними з лімітареми зміни відносного положення та робочий елемент з поршнем, що формують порожнину штокову зворотного руху, а також гідравлічну порожнину міжпоршневу, що приєднана до гідравлічних порожнин розрядних гідродозаторів, порожнини пневматичні яких приєднані до каналів вихідних пневморозподільників з двома позиціями які мають одностороннє електричне управління, контакти електричних магнітів підключені до управляючих контактів дешифратора електричного, контакти вихідні якого з'єднані з контактами індикатора зміни лінійного положення, зробленого на подібі ряду замкнених нормально герконів (герметичних контактів) та контактів вихідних і розмикача закріпленого на штоці, виготовленого на подібі магніту з довжиною, яка перевищує або ж рівна за значення кроку розташування герконів, у відповідності до корисної моделі, порожнина штокова зворотного руху циліндра виконавчого приєднана через дроселі та клапани зворотні з каналами вихідними трьох гідророзподільників з електричним управлінням одностороннім, з двома позиціями, та з двома лініями, канали вхідні яких підключені до порожнини

гідравлічної гідропневматичного акумулятора, під час цього контакти електричні магнітів двох з трьох гідророзподільників з'єднані з контактами вихідними індикатора зміни лінійного положення та з контактами вхідними логічного елемента АБО, контакт вихідний якого об'єднаний з обмотками електричного магніта третього гідророзподільника.

Схемою корисної моделі приводу, що наведена у вигляді креслення на рисунку 3, описується сенс комплексного механізму мультипозиційного з ЦК. Комплексний мультипозиційний механізм з ЦК об'єднує в собі робочий елемент 7 з поршневою частиною 6, розташовані один за одним оболонки розрядні 2, 3, 4, а також розрядний допоміжний поршень 5, з лімітерами відносного руху розташовані у виконавчому циліндрі 1. За допомогою поршневої частини 6 з робочим елементом 7, поршня допоміжного 5 та мембран розрядних 2, 3, 4 створюються мембранні розрядні порожнини *a*, *b*, *c*, *d*, штокова камера *r* та гідрокамера *k*. Гідравлічні порожнини дозаторів об'ємних 9, 10, 11 з відповідними об'ємами рідини V_0 , $2V_0$, $4V_0$ з'єднані за допомогою лінії 8 з гідрокамерою *k*.

Вихідні канали пневморозподільників 15, 16, 17 через канали живлення підключені до пневматичних порожнин розрядних *e*, *m*, *n*, які виникають в дозаторах 9, 10, 11 завдяки, розміщеним в них, поршням 12, 13, 14. В електричному дешифраторі 21 контакти 18, 19, 20 пов'язані з пневморозподільниками 15, 16, 17 через контакти електромагнітів ем4, ем5, ем6, а також підключені до вихідних портів 22, 23, 24 пристосування, яке має програмне керування (але пристрій не показаний на схемі).

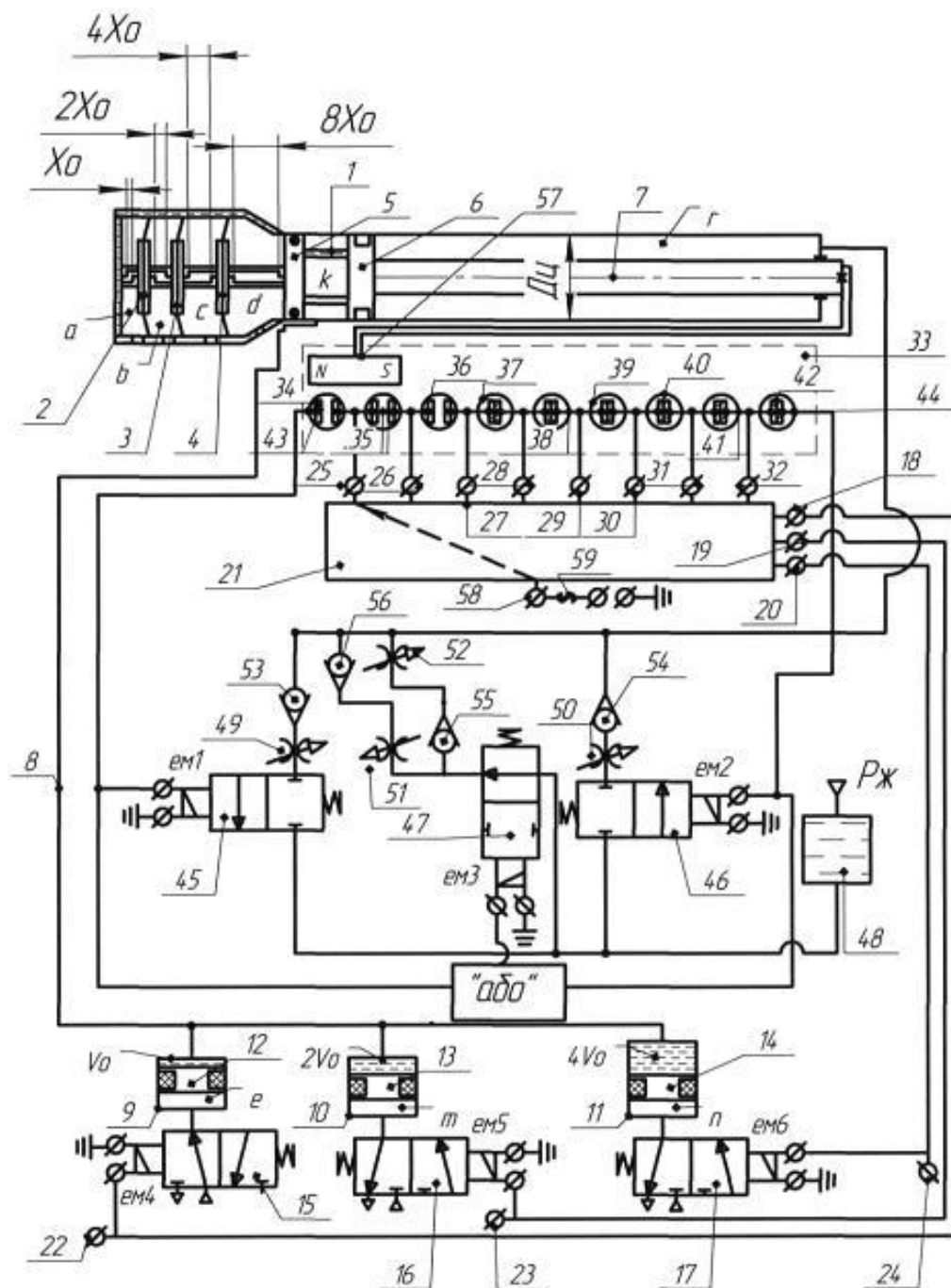


Рис.3 Схема комплексного механізму мультипозиційного з ЦК

Вихідні канали пневморозподільників 15, 16, 17 через канали живлення підключені до пневматичних порожнин розрядних e , m , n , які виникають в дозаторах 9, 10, 11 завдяки, розміщеним в них, поршням 12, 13, 14. В електричному дешифраторі 21 контакти 18, 19, 20 пов'язані з пневморозподільниками 15, 16, 17 через контакти електромагнітів ем4, ем5, ем6, а також підключені до вихідних портів 22, 23, 24 пристосування, яке має програмне

керування (але пристрій не показаний на схемі). Індикатор прямолінійного переміщення 33, що відтворений у вигляді послідовності контактів (герконів) 34-42, замкнених нормально, входними контактами підключений до дешифратора 21 через його вихідні контакти 25-32, а вихідні контакти індикатора 43, 44 одночасно взаємодіють з розподільниками 45, 46 через їх електромагніти ем1, ем2, та з логічним елементом АБО через його входні канали, в свою чергу, вихідний контакт логічного елемента АБО взаємодіє з третім розподільником 47 через контакти електромагніта ем3. В акумулятор 48 до пневмокамери подається тиск живлення Рж, гідрокамера акумулятора з'єднана з розподільниками 45, 46, 47 через їх входні канали. У виконавчому циліндрі 1 гідрокамера r через клапани зворотні 53, 54, 55, 56 та дроселі 49, 50, 51, 52 взаємодіє з розподільниками 45, 46, 47 через їх вихідні канали. Магніт 57 індикатора прямолінійного переміщення 33 має кінематичний зв'язок з робочим елементом 7. Джерело струму 59 підключене до дешифратора 21 через входний контакт 58.

Принцип роботи комплексного механізму мультипозиційного з ЦК наступний.

В початковому стані електричний струм не поступає до електромагнітів ем1, ем2, ем3 гідророзподільників 45, 46, 47, та до електромагнітів ем4, ем5, ем6 пневморозподільників 15, 16, 17, при цьому з атмосферою з'єднуються порожнини розрядні а, b, c, d, e, m, n, під час відпрацювання комбінації 0000000 кодівих сигналів керування. Робочий елемент 7 переміщується ліворуч в крайнє положення внаслідок дії тиску, який подається від акумулятора 48 через клапан зворотний 56, дросель 51 та розподільник 47 до штокової камери r . Слідом, в індикаторі переміщення 33 магніт 57 магнітним полем роз'єднує контакти герконів 34, 35. При обробці комбінації 0000001 кодівих сигналів керування відбувається подання тиску живлення до порожнини а, робочий елемент 7 виконає переміщення вправо (відповідно до схеми) на значення X_0 . В результаті через гідророзподільник 47, клапан зворотний 55 та дросель 52 в акумулятор 48 поступає витіснена робоча рідина із порожнини r . За допомогою дроселя 52 можна підлаштовувати швидкість переміщення робочого елемента 7. Під час відпрацювання, для прикладу,

комбінації 0110011 кодових сигналів керування, від пневморозподільників 15, 16, на електромагніти яких вмикається подача електричної напруги, надходить тиск живлення в гідродозатори 12, 13 до пневматичних порожнин е, т, а також тиск живлення надходить до порожнин а, б. В цей же час напруга, яка надходить від портів 22, 23, впливає не тільки на електромагніти ем4, ем5 пневморозподільників 15, 16, а надходить ще й на канали управління 18, 19 дешифратора 21, контакт вхідний якого 58 взаємодіє з контактом вихідним 28. Штокова порожнина г через дросель 50 та клапан зворотний 54 приєднується до акумулятора 48, оскільки гідророзподільник 46 виконав переміщення вліво (відповідно схемі) через те, що на електромагніт ем2 від контакту 28 через послідовність замкнутих нормально герконів 38-42 та каналу 44 надходить електрична напруга. Водночас відбувається зміщення гідророзподільника 47 вгору (відповідно до схеми) і з цим перекриваються канали, оскільки електрична напруга від каналу 44 надходить до контакту вхідного логічного елемента АБО, який перенаправляє напругу на електромагніт ем3. Поршнева частина 6 з робочим елементом 7 рухається вправо, внаслідок потрапляння тиску живлення в оболонкові порожнини а, б та після зміни положення пневморозподільників 15, 16, а величина цього переміщення дорівнює

$$X = X_0 + 2X_0 + \frac{4V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} + \frac{8V_0}{\pi D_{\text{ц}}^2} = X_0 + 2X_0 + 16X_0 + 32X_0 = 51X_0 ,$$

де $V_0 = \frac{4X_0}{\pi D_{\text{ц}}^2}$; $D_{\text{ц}}$ - діаметр поршневої частини 6.

Робоча рідина з гідравлічної порожнини г перетікає до порожнини акумулятора 48 через клапан зворотний 55 та дросель 52, який дозволяє здійснювати корекцію швидкості руху та гальмування робочого елемента 7, внаслідок відкриття гідророзподільника 47 та одночасного закриття гідророзподільника 46, які керуються електромагнітами ем3, ем2, що від'єднанні від джерела струму розмиканням геркона 38 під дією магнітного поля магніта 57 через рух робочого елемента 7 в кінцеве положення. За допомогою дроселя 50 відбувається керування швидкістю швидкого руху вправо робочого елемента 7.

При обробці комбінації 1001100 кодових сигналів керування, порожнини а, б, е, т під'єднуються до атмосфери, та в той же час дешифратор 21 виконує перемикання, при якому з каналу вхідного 58 електрична напруга потрапляє до контакту 25, а далі через геркон 34, який має нормальне замикання, та контакт 43 надходить до гідророзподільника 45 в електромагніт ем1, і водночас до логічного елементу АБО на його контакт вхідний, що в свою чергу перенаправляє напругу до гідророзподільника 47 в електромагніт ем3. Вихідні та вхідні канали гідророзподільника 47 замикаються через його перемикання. Після перемикання гідророзподільника 45 від акумулятора 48 до циліндра 1 в гідравлічну порожнину г підходить рідина під дією тиску живлення Рж через гідророзподільник 45, клапан зворотний 53, а також дросель 49. Робоча рідина з порожнини к перетікає до гідравлічних дозаторів 9, 10 в розрядні порожнини е, т внаслідок переміщення поршня 6 з робочим елементом 7 під впливом тиску в порожнині г. Завдяки дроселю 49 є можливість корекції швидкості зворотного руху робочого елемента. Робоча рідина з порожнини акумулятора 48 перетікає в циліндр 1 до гідравлічної порожнини г через клапан зворотний 56 та дросель 51, який дозволяє здійснювати корекцію швидкості руху та гальмування робочого елемента 7, внаслідок відкриття гідророзподільника 47 та одночасного закриття гідророзподільника 45, які керуються електромагнітами ем3, ем1, що від'єднані від джерела стуму розмиканням геркона 34 під дією магнітного поля магніта 57 через рух робочого елемента 7 в кінцеве ліве положення. Під час відпрацювання інших комбінацій кодових сигналів керування принцип дії залишається схожим за аналогією.

За наступною залежністю можна узагальнено з'ясувати значення величини переміщення для робочого елемента при зміні комбінацій кодових сигналів керування:

$$X = X_0 \sum_{i=1}^n B_i \cdot 2^{i-1},$$

де i - порядковий номер розрядної порожнини; X_0 - дискретність ЦП; B_i - значуща цифра, яка стає рівною "0" коли i -та порожнина підключена до атмосфери, а також значення - "1", коли тиск живлення поступає в i -ту розрядну порожнину.

Максимальне число позицій робочого елемента 7

$$N = 2^n = 2^7 = 128 \text{ (позицій),}$$

де n - число розрядних порожнин

Максимальна величина переміщення робочого елемента

$$X_{max} = X_0(2^n - 1) = X_0 \cdot 127 \text{ (мм).}$$

Внаслідок прилучення до конструкції пристрою акумулятора, від якого робоча рідина повз гідророзподільники двопозиційні та клапани зворотні з дроселями потрапляє в порожнину штокову циліндра виконавчого, з'являється спроможність покращити точність, так як втрата робочої рідини, яка потрапляє в порожнину штокову від гідророзподільників не має позначитися на точності виходу в необхідне положення робочого елемента, а підстанова замість гідророзподільника з трьома позиціями та шістьма лініями на гідророзподільники з двома позиціями та з двома лініями спричиняє зменшення складності структури приводу, оскільки гідравлічні розподільники з двома позиціями масово випускаються металообробними, та іншими, заводами, проте гідророзподільники з трьома позиціями та шістьма лініями такої схеми зміни каналів заводами не виробляються масово, вони потребують унікальної розробки. Запропонована система управління гідророзподільниками з двома позиціями, індикатором зміни лінійного положення, а також дешифратором надає спроможність попередити появу "провалів" та "викидів" робочого елемента, а також керувати як прискоренням швидкості переміщення, так і уповільненням швидкості переміщення, коли робочий елемент наближається до необхідного положення. Ба більше, розташування в циліндрі виконавчому допоміжних порожнин розрядних з оболонками збільшує обсяг кількості положень робочого елемента. Завдяки цьому є змога збільшити масштаб використання подібних пристроїв.

Наступним відомим мультипозиційним приводом є Патент України №110916. Недоліками даного механізму є можливість появи незапрограмованих переміщень («провалів» та «викидів»).[4]

Основне завдання винаходу ґрунтується на: зменшення складності структури приводу, гарантування спроможність автоматичного управління як значенням

величини зміщення, так і управління подачею свердлового інструменту (шпинделя), що в загальному випадку покращить рівень автоматизації свердлильного верстата.

Розв'язання цього завдання здобувається тим, що механізм подачі свердлового інструменту (шпинделя) верстата свердлильного розміщує в собі тіло і привод подачі патрона зі шпинделем. Новизна полягає в тому, що привод подачі патрона та свердлового інструменту зі шпинделем зроблений у виді приєднаного до тіла мультипоршневого приводу з порожнинами розрядними і порожниною штоковою зворотного переміщення, поршнів гідравлічного або пневматичного циліндра з цифровим кроком, робочий елемент якого приєднаний жорстко до патрона зі шпинделем, а порожнина штокова циліндра паралельно підключена до каналу вихідного потокового регулятора та каналом вихідним клапана зворотного канал вхідний якого підключений до каналу вихідного каналом дроселя управління швидкість переміщення, канал вхідний дроселя та канал вихідний потокового регулятора приєднані до каналу вихідного замикаючого гідророзподільника, канал вхідний якого підключений до порожнини гідравлічної гідропневматичного акумулятора, до порожнини пневматичної якого подається тиск живлення від реверсивного пневморозподільника. Через те, що подача патрона виконується мультипоршневим з гідравлічним або пневматичним циліндром зменшується складність будови пристрою подач. На додаток мультипоршневий пристрій має спроможність в автоматичному режимі керувати значенням зміщення свердлового інструменту (шпинделя) та в результаті управління витратами потоковим регулятором є здатність впливати на швидкість подачі свердла (шпинделя) у великому діапазоні.

Схемою корисної моделі приводу, що наведена у вигляді креслення на рисунку 4, пояснюється суть приводу.

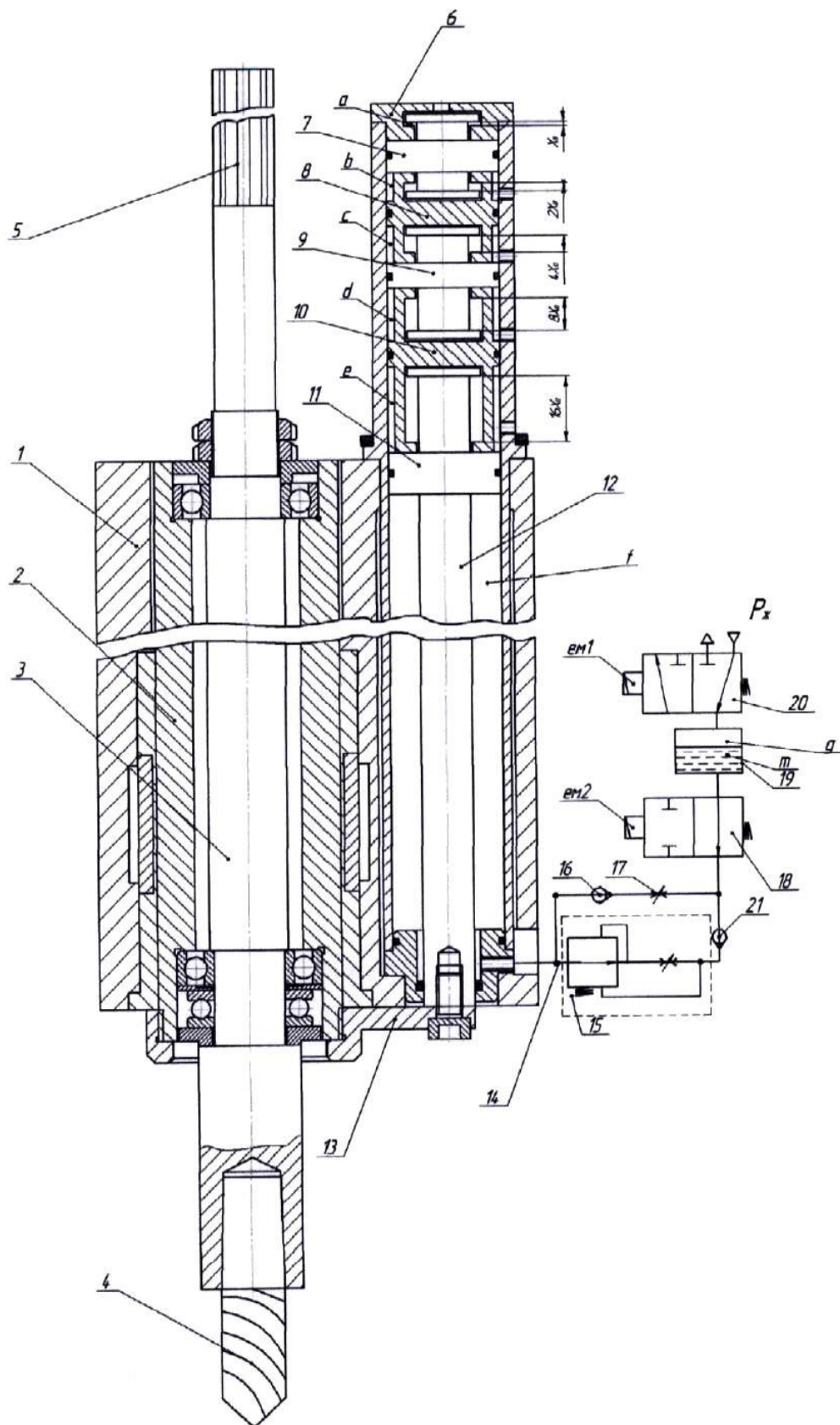


Рис.4 Механізм для подачі шпинделя свердлильного верстата

Механізм який подає шпиндель у верстаті свердлильному містить в собі патрон 2, який закріплений рухомо в осьовому напрямку в тілі 1. Свердловий

інструмент 4 затискається в шпинделі 3, який розміщується на підшипниках кочення в патроні 2. Від коробки швидкостей, яка не зображена на схемі, надходять обертові моменти до шпинделя 3 через його хвостовик шліцевий 5. В мультипозиційному циліндрі 6, який прикріплений до тіла 1, створюються порожнини розрядні а, b, с, d, е, за допомогою розміщених послідовно, з обмежувачами руху, поршнів розрядних 7, 8, 9, 10 та 11. Величина переміщення тих самих поршнів розрядних 7, 8, 9, 10, 11 приймає значення відповідно Х0, 2Х0, 4Х0, 8Х0, 16Х0. Вихідні канали клапана зворотного 16 та вихідні канали потокового регулятора 15 через канал 14 підключені до порожнини зворотного руху f, що створена штоком 12, а також поршнем старшого розряду 11. До вихідного каналу клапана зворотного 21 під'єднується канал вихідний гідророзподільника запираючого 18 і канал вхідний дроселя 17, а до вхідного каналу клапана 21 під'єднується потоковий регулятор 15 через його вихідний канал. Гідрокамера m, яка утворена в акумуляторі пневмогідравлічному 19 приєднується до вхідного каналу гідророзподільника 18. Від пневморозподільника реверсивного 20 подається тиск живлення Рж до акумулятора 19 в пневмокамеру g. До патрона 2 прикріплюється жорстко шток 12 завдяки кронштейну 13.

Далі описаний принцип роботи механізму який подає шпиндель у верстаті свердлильному.

В початковому стані порожнини розрядні а, b, с, d, е підключені до атмосфери, до розподільників 20, 18 на електромагніти ем1, ем2 не подається електричний струм. Поршні розрядні 7-11, шпиндель 3, разом зі свердловим інструментом 4, патрон 2, а також шток вихідний 12, переміщуються в свої верхні крайні положення (відповідно до схеми), оскільки до циліндра 6 в порожнину f через клапан зворотний 16, дросель 17 та гідророзподільник 18 із акумулятора 19 потрапляє рідина внаслідок робочого тиску в пневмокамері g. При обробці комбінації 00001 кодових сигналів керування відбувається подання тиску живлення до порожнини а поршня молодшого розряду 7, який виконає переміщення донизу (відповідно до схеми) на значення Х0, в результаті чого на цю ж величину Х0 донизу перемістяться: шток 12, патрон 2 та розташований в ньому

шпиндель 3 разом із свердловим інструментом 4. Під час цього рідина від порожнини f надходить до акумулятора 19 повз потоковий регулятор 15, за допомогою якого встановлюється необхідна швидкість подачі шпинделя.

Коли тиск живлення подається, для прикладу, тільки в порожнину b (при обробці комбінації 00010 кодівих сигналів керування) поршень 8 здійснює переміщення донизу на значення $2X_0$, внаслідок чого свердлильний інструмент 4 зі шпинделем 3 відповідно рухатимуться донизу на ту ж величину $2X_0$. Під час відпрацювання комбінації 00011 кодівих сигналів керування, тобто коли тиск живлення подається одночасно до порожнин a і b , свердлильний інструмент 4 зі шпинделем 3 виконують переміщення донизу на значення $X_0 + 2X_0 = 3X_0$. Якщо тиск живлення потрапляє тільки до порожнини c , то шпиндель 3 разом зі свердлильним інструментом 4 змістяться на величину $4X_0$, що відповідає комбінації 00100 кодівих сигналів керування.

Отже, конкретному значенні переміщення шпинделя 3 зі свердлом 4 відповідає своя комбінація кодівих керуючих сигналів. За наступною залежністю знаходиться найбільше переміщення свердла 4:

$$X_{\max} = X_0(2n-1),$$

де n – число розрядів циліндра 6 (число поршнів); X_0 - дискретність мультипоршневого циліндра 6.

Найбільше значення переміщення свердла 4 разом зі шпинделем 3, для описаного вище п'ятирозрядного мультипоршневого циліндра $n=5$, дорівнює

$$X_{\max} = X_0(2n-1) = X_0(25-1) = 31X_0.$$

За наступною формулою для свердла 4 можна розрахувати число позицій

$$N = 2n = 25 = 32 \text{ (позиції)}.$$

Шпиндель 3, разом зі свердловим інструментом 4, а також зі штоком вихідним 12, переміщуються в свої верхні крайні положення (відповідно до схеми), оскільки від акумулятора 19 в порожнину f через клапан зворотний 16, дросель 17 та гідророзподільник 18 потрапляє робоча рідина, яка створює тиск живлення Рж. А за допомогою дроселя 17 здійснюється управління швидкістю переміщення свердла 4 та шпинделя 6.

Величиною тиску, що подається до порожнин розрядних циліндра 6, налаштовується зусилля подачі шпинделя 6. Коли через пневморозподільник 20 пневмокамера g акумулятора 19 підключена до атмосфери, зусилля подачі шпинделя 3 буде максимальним при заданому тиску, який надходить до порожнин розрядних циліндра 6.

Задля екстреної зупинки переміщення шпинделя 3 потрібно до гідророзподільника 18 на електромагніт ем2 подати електричну напругу, щоб він перемістився праворуч (за кресленням) і цим самим замкнув гідрокамеру f циліндра 6.

У висновку, запропонований пристрій для подання свердла зі шпинделем верстата свердлильного, зроблений на подоби мультипоршневого циліндра з цифровим управлінням гарантує як відповідну дискретну зміну положення шпинделя на відповідне значення із налаштованою швидкістю, так і корегування величини сили подачі.

Наступною конструкцією привода, який використовується для подачі шпинделя в верстаті свердлильному є Патент України №124320. Вадами є відсутність компенсації втраченої робочої рідини, яка знаходиться в розрядних камерах та відносна складність конструкції.^[5]

Основне завдання винаходу ґрунтується на: покращенні механічного ступеня корисної дії механізму, мінімалізація величин габаритів осьових циліндра виконавчого, збагачення обсягу та скорочення дискретності положення свердла та шпинделя.

Розв'язання цього завдання здобувається тим, що пристрій осьового подання свердла зі шпинделем верстата свердлильного, який розміщує тіло і привод подання шпинделя з патроном, що прикріплений до робочого елемента гідроциліндра виконавчого з порожниною штоковою та поршневою, які повз увімкнені паралельно канали вихідні приєднані з каналом вхідним гідророзподільника з двома позиціями, канал вихідний якого підключений до порожнини гідравлічної гідропневматичного акумулятора зі шляхом пневматичного живлення. Новизна полягає в тому, що порожнина поршнева

гідравлічного циліндра виконавчого об'єднана з каналом вихідним гідродозаторів об'ємних, що виготовлені на подібні циліндрів з поршнями та зі продукуванням пневматичних порожнин розрядних та гідравлічних порожнин об'ємних, об'єми робочої рідини яких знаходяться за залежністю геометричної прогресії $v_i = v_0 \cdot 2^{i-1}$, де v_0 - об'єм порожнини гідродозатора найменшого розряду; i - порядковий номер порожнини розрядної, водночас в одному із циліндрів гідродозаторів об'ємних розташований з виникненням допоміжної порожнини гідравлічної і компенсуючої порожнини пневматичної допоміжний поршень разом із штоком, що кінематичним чином приєднаний до вала вихідного двигуна крокового електричного.

Схемою корисної моделі приводу, що наведена у вигляді креслення на рисунку 5, пояснюється сенс механізму.

Механізм який подає шпindel у верстаті свердлильному містить в собі патрон 2, який закріплений рухомо в осьовому напрямку в тілі 1. Свердловий інструмент 4 затискається в шпинделі 3, який розміщується на підшипниках кочення в патроні 2. Від коробки швидкостей, яка не зображена на схемі, надходять обертові моменти до шпинделя 3 через його хвостовик шліцевий 5. Поршень 7, який розміщується в циліндрі виконавчому 6, з робочим елементом 8 прикріплюється жорстко до патрона 2 завдяки кронштейну 9. Порожнини гідравлічні r , y виникають у циліндрі виконавчому 6 за допомогою робочого елемента 8 та поршня 7. Вихідні канали клапана зворотного 12 та вхідні канали потокового регулятора 11 через канал 10 підключені до порожнини зворотного руху y , що створена штоком 8, а також поршнем старшого розряду 7. До вихідного каналу клапана зворотного 13 під'єднується канал вихідний гідророзподільника запираючого 15 і канал вхідний дроселя 14, а до вхідного каналу клапана 13 під'єднується потоковий регулятор 11 через його вихідний канал.

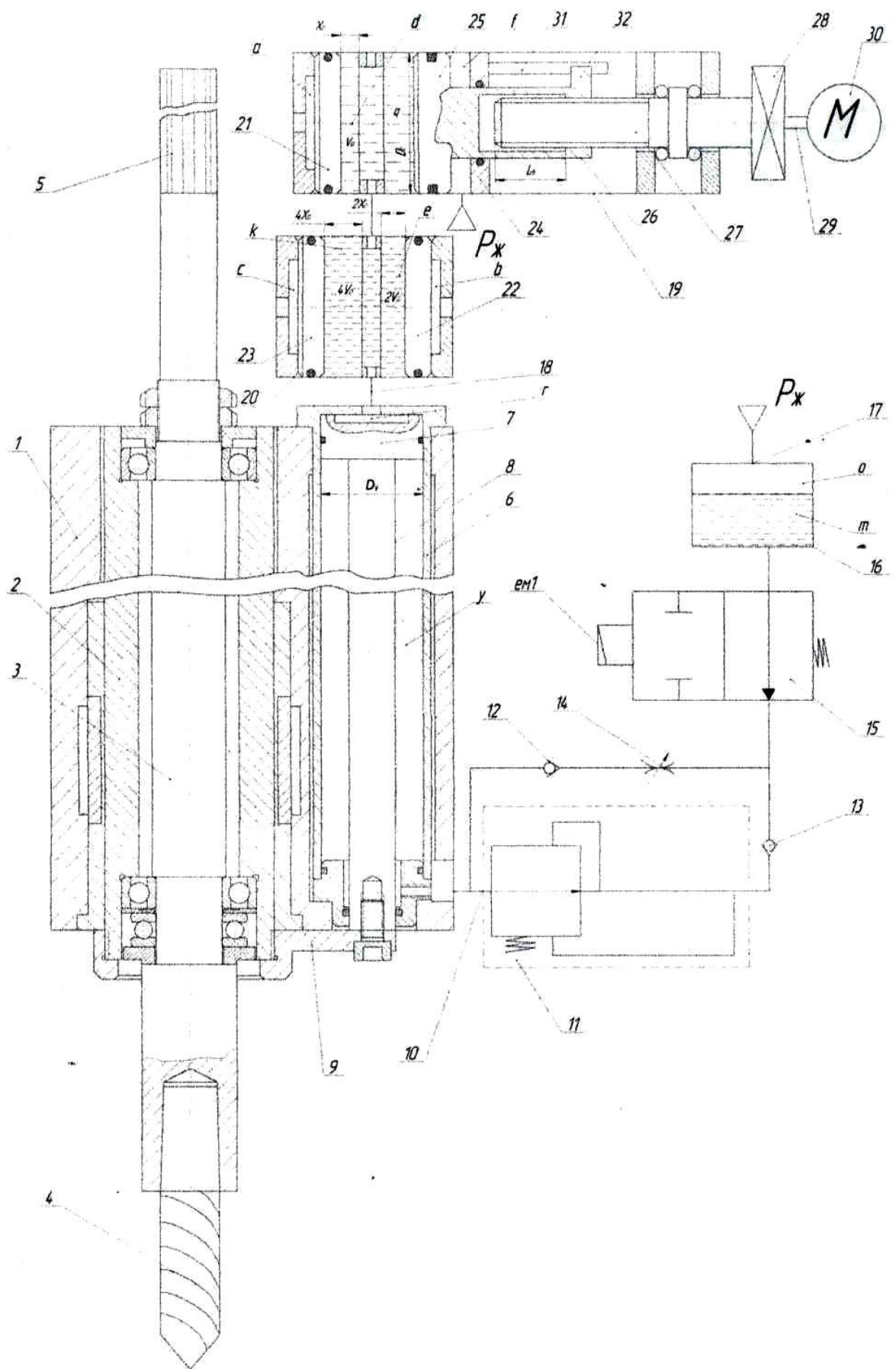


Рис. 5 Механізм для подачі шпинделя свердильного верстата

Гідрокамера m , яка утворена в акумуляторі пневмогідравлічному 16 приєднується до вхідного каналу гідророзподільника 15. Пневматичний тиск живлення $P_{ж}$ подається шляхом 17 до акумулятора 16 в пневмокамеру o . Об'ємні гідродозатори поєднуються з порожниною $г$ виконавчого циліндра 6 через шлях 18. Об'ємний гідродозатор 20 має вигляд циліндра, де розміщуються поршні 22, 23, а циліндр 19 вміщує в собі кришку 24, поршень 21, а також поршень допоміжний 25 разом із штоком 26, що об'єднується кінематичним шляхом з валом вихідним 29 ЕКД 30 через муфту 28 та гвинт 27. В циліндрі 20 існують пневматичні порожнини b , c утворені поршнями розрядними 22, 23, а в циліндрі 19 – пневматична порожнина a , створена поршнем розрядним 21, крім цього в дозаторах об'ємних 19, 20 виникають і гідравлічні порожнини d , k , e з відповідними об'ємами рідини v_0 , $2v_0$, $4v_0$. В циліндрі 19 створюються компенсаційна пневматична порожнина f та допоміжна гідравлічна порожнина q , за допомогою поршня допоміжного 25, а задля того, щоб скомпенсувати величину зусилля, яке впливає на гвинт 27, від тиску що існує в порожнині q , в компенсаційну пневматичну порожнину f надходить тиск живлення $P_{ж}$. На шток 26 прикріплюється шпонка 32, що розташована в пазі повздовжньому 31 кришки 24 задля запобігання провертання поршня допоміжного 25. Для поршнів розрядних 21, 22, 23 значення величини повздовжнього переміщення дорівнюють x_0 , $2x_0$, $4x_0$ відповідно.

Далі описаний принцип роботи механізму який подає шпindel у верстаті свердлильному.

В своєму початковому стані порожнини розрядні a , b , c об'ємних гідродозаторів сполучаються з атмосферою, на електромагніт $em1$ пневморозподільника 15 та ЕКД 30 не подається електричний струм. В циліндр виконавчий 6 до порожнини y через шлях 10, клапан зворотний 12, дросель 14 та пневморозподільник 15 потрапляє робоча рідина від порожнини m акумулятора 16 під впливом тиску живлення $P_{ж}$ в порожнині o . Внаслідок цього поршні розрядні 21, 22, 23, а також патрон 2, вихідний шток 8, свердлильний інструмент 4 зі шпинделем 3, переміщуються в свої початкові позиції. При обробці комбінації 001

кодових сигналів керування відбувається подання тиску живлення до порожнини *a* поршня 21 гідродозатора молодшого розряду, який виконає переміщення вправо (відповідно до схеми) на значення X_0 , в результаті чого від порожнини *d* до циліндра виконавчого 6 у порожнину *г* поступає робоча рідина об'ємом v_0 . Під час цього шток 8, поршень 7, патрон 2 та розташований в ньому шпindel 3 разом із свердловим інструментом 4 змістяться донизу на величину

$$z_0 = \frac{8v_0}{\pi D_y^2},$$

де D_y - діаметр поршня циліндра виконавчого 6; v_0 – значення об'єму робочої рідини гідродозатора молодшого розряду. Під час цього руху поршня 7 вниз (за схемою) рідина від порожнини *у* надходить до акумулятора 16 повз потоковий регулятор 11, за допомогою якого встановлюється необхідна швидкість подачі шпindеля 3 зі свердлом 4.

При відпрацюванні комбінації 010 кодових сигналів керування відбувається подання тиску живлення до порожнини *b* поршня 22 гідродозатора другого розряду, який виконає переміщення вліво (відповідно до схеми) на значення $2X_0$, в результаті чого від порожнини *е* до циліндра виконавчого 6 у порожнину *г* поступає робоча рідина об'ємом $2v_0$. Під час цього шток 8, поршень 7, патрон 2 та розташований в ньому шпindel 3 разом із свердловим інструментом 4 змістяться донизу на величину

$$2z_0 = \frac{8v_0}{\pi D_y^2}.$$

При відпрацюванні комбінації 011 кодових сигналів керування одночасно відбувається подання тиску живлення до порожнин *a*, *b* гідродозаторів, внаслідок цього шпindel 3 разом із свердловим інструментом 4 змістяться донизу на величину

$$3z_0 = \frac{12v_0}{\pi D_y^2}$$

При опрацюванні комбінації 111 кодових сигналів керування одночасно відбувається подання тиску живлення до порожнин *a*, *b*, *c* гідродозаторів,

внаслідок цього шпиндель 3 разом із свердловим інструментом 4 змістяться донизу на величину

$$7z_0 = \frac{28v_0}{\pi D_y^2}$$

Тобто кожній конкретній величині переміщення свердлильного інструменту 4 зі шпинделем 3 відповідає своя комбінація кодових сигналів управління. За наступною залежністю знаходиться найбільше переміщення свердла 4 при обробці об'ємними гідравлічними дозаторами сигналів управління:

$$z_{max} = z_0(2^{n_g} - 1),$$

де n_g – число об'ємних гідравлічних дозаторів; z_0 – найменше значення переміщення свердла 4 зі шпинделем 3 при подачі робочого тиску живлення Рж до гідравлічного об'ємного дозатора в порожнину молодшого розряду а.

За наступною залежністю знаходиться дискретність переміщення свердла 4 зі шпинделем 3 при обробці ЕКД 30 одного імпульсу управління:

$$\Delta z_0 = \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta \varphi}{360^0} * t_{гв},$$

де $t_{гв}$ - крок різьби гвинта 27; $\Delta \varphi$ - найменший кут повороту вала вихідного 29 ЕКД 30, під час відпрацювання одного електричного імпульсу управління; D_g - діаметр поршня допоміжного 25.

Значення величини зміщення свердла 4 (шпинделя 3), коли сигнали управління водночас поступають на обмотки ЕКД 30 та до гідродозаторів, знаходиться завдяки наступній формулі

$$z = z_0 \sum_{i=1}^{n_g} B_i * 2^{i-1} \pm \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta \varphi}{360^0} * t_{гв} * n_{im},$$

де i - порядковий номер гідродозатора об'ємного; n_{im} – кількість оброблених керуючих імпульсів кроковим електричним двигуном 30; B_i - значуща цифра, яка стає рівною "0" коли i -та порожнина підключена до атмосфери, а також значення - "1", коли тиск живлення поступає в i -ту розрядну порожнину.

Найбільше значення ходу свердла 4 (шпинделя 3) може бути визначеним за наступною формулою

$$z = z_0 \sum_{i=1}^{n_g} B_i * 2^{i-1} \pm \frac{D_g^2}{D_y^2} * \frac{\Delta\varphi}{360^0} * t_{\text{ГВ}} * n_{\text{им, max}},$$

де $n_{\text{им, max}}$ - найбільша кількість керуючих імпульсів, які можливо подати до ЕКД 30.

Найбільша кількість керуючих імпульсів, які поступають до ЕКД 30:

$$n_{\text{им max}} = \frac{l_{\text{ГВ}}}{\Delta z_0},$$

де $l_{\text{ГВ}}$ - довжина працюючої частини гвинта 27.

Число позицій свердлильного інструменту 4 зі шпинделем 3 визначається за відношенням

$$N = \frac{z_{\text{max}}}{\Delta z_0},$$

і якщо присвоїти $D_g = D_y$, а $l_{\text{ГВ}} = z_0$, то отримаємо:

$$N = \frac{z_0 * 2 * 360^0}{\Delta\varphi * l_{\text{ГВ}}}.$$

Найбільше значення величини переміщення свердла 4 (шпинделя 3):

$$z_{\text{max}} = z_0 * 2^{n_g}.$$

Під час реверсу ЕКД 30 та виконанні комбінації 000 кодових сигналів керування, коли відбувається підключення порожнин розрядних a , b , c гідродозаторів до атмосфери, шпиндель 3 зі свердловим інструментом 4 та шток 8 виконують зворотний рух внаслідок впливу тиску робочої рідини, що потрапляє до циліндра виконавчого 6 в порожнину y через шлях 10, клапан зворотний 12, дросель 14 та гідророзподільник 15 від порожнини m акумулятора 16.

Поршень 7 переміщується догори в своє верхнє крайнє положення (відповідно до схеми), а рідина з порожнини r , під дією тиску поршня, перетікає в порожнину компенсаційну q та в порожнини e , k , d гідравлічних об'ємних дозаторів, а за допомогою дроселя 14 здійснюється управління швидкістю переміщення доверху свердла 4 та шпинделя 6. При необхідності негайного

зупинення механізму на електромагніт ел1 поступає напруга, і гідророзподільник 15 перемикаючись закриває порожнину гідравлічну у.

Отже, запропонований пристрій осьового подання свердла зі шпинделем свердлильного верстата гарантує керування швидкістю переміщення шпинделя як в зворотному, так і у прямому напрямленні. Водночас, втрати ефективної роботи на тертя, а також осьова габаритна величина циліндра виконавчого не підпорядковується чисельності (поршнів) розрядів, розташованих в циліндрі виконавчому. Все вище перераховане визначає вагомє збільшення механічного коефіцієнта корисної дії циліндра виконавчого та помітне скорочення його осьової габаритної величини. Ба більше, розташування в одному із циліндрів гідродозаторів об'ємних допоміжної порожнини гідравлічної з поршнем допоміжним, шток якого кінематичним чином об'єднаний з валом вихідним двигуна крокового електричного дає змогу значно скоротити дискретність та збагачення обсягу положень свердла та шпинделя.

Беручи до уваги усі недоліки і переваги представлених та досліджених приводів, було розроблено унікальну конструкцію багатопозиційного приводу котра відноситься до пристроїв верстатобудування та використана в структурі радіально-свердлильного верстата 2л53у, в даному випадку.

2. Схема структурна радіально-свердлильного верстата

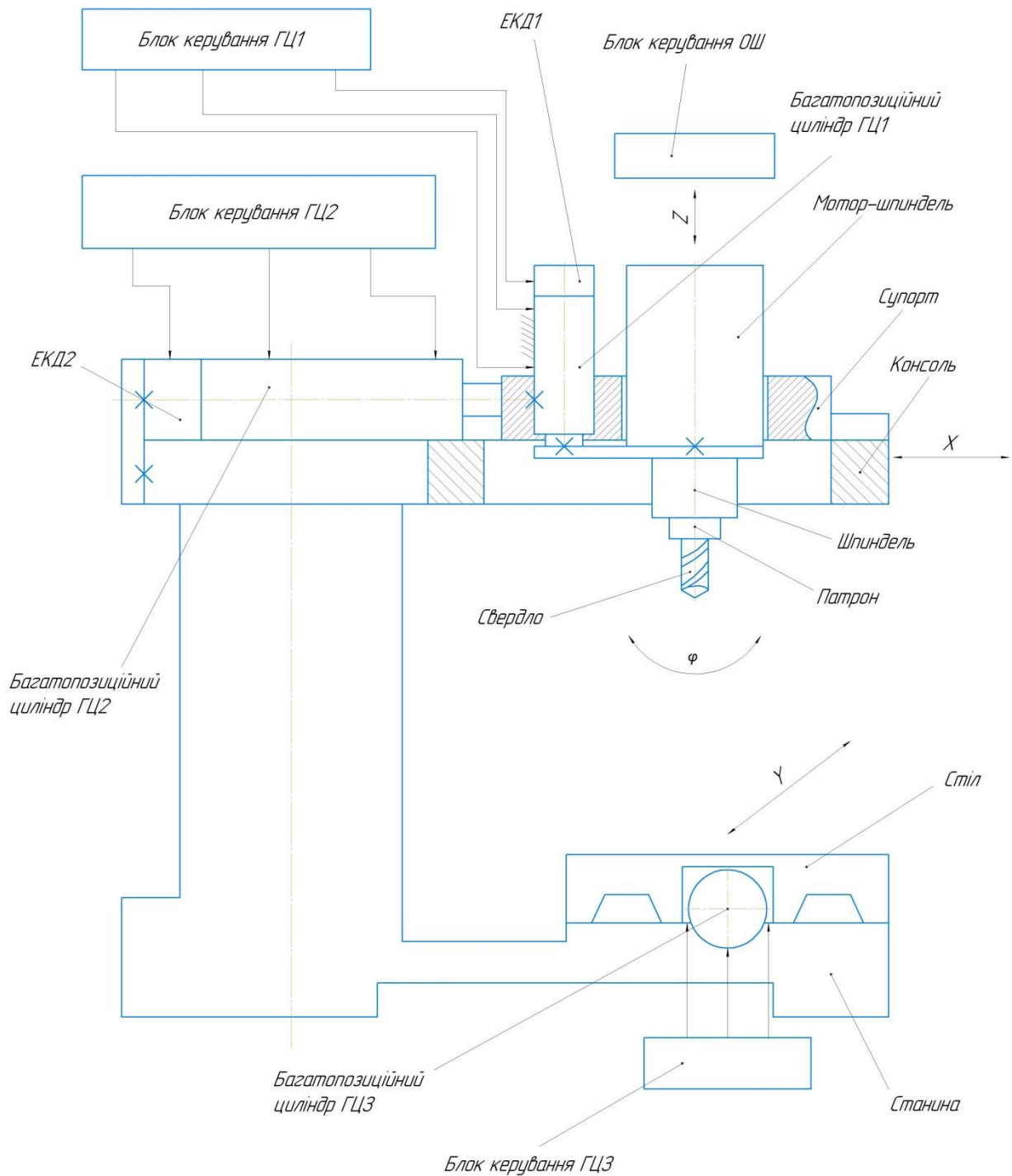


Рис. 6 Схема структурна радіально-свердлильного верстата.

Схема структурна радіально-свердлильного верстата складається з трьох мультипозиційних гідроциліндрів ГЦ1, ГЦ2, ГЦ3. Зміщенням циліндрів гідравлічних ГЦ1, ГЦ2, ГЦ3 виконується за рахунок двигунів крокових електричних з невисокою потужністю ЕКД1, ЕКД2, ЕКД3. Гідравлічними

циліндрами ГЦ1, ГЦ2, ГЦ3 здійснюється управління завдяки роботі блоків управління БКГЦ1, БКГЦ2, БКГЦ3. На консолі свердлильного верстата розташовані мультипозиційні циліндри ГЦ1, ГЦ2, а також приєднаний мотор-шпиндель МШ з патроном П, в якому розміщується робочий свердлильний інструмент. На станині в напрямних розташований стіл та приводний гідравлічний циліндр мультипозиційний ГЦ3 з двигуном ЕКД3 (на креслені ЕКД3 не зображений). Мотор-шпиндель прикріплений на супорті повздовжньому СП. Циліндр гідравлічний ГЦ1 з двигуном ЕКД1 гарантують рух та швидкість подачі в осьовому напрямку мотор-шпинделя МШ разом з інструментом свердлильним по координаті Z. Гідравлічний циліндр мультипозиційний ГЦ2 з двигуном ЕКД2 гарантують переміщення супорта СП з циліндром гідравлічним ГЦ1 та мотор-шпинделем МШ вздовж координати X в радіальному напрямку. Мультипозиційний циліндр гідравлічний ГЦ3 з двигуном ЕКД3 гарантують зміщення стола, на якому затискається оброблювана деталь (заготовка), вздовж координати Y. Блок управління ОШ здійснює корегування обертових рухів мотор-шпинделя МШ. Супорт СП прикріплюється в рухомому стані на консолі верстата.

Далі буде наведено розділ присвячений розробці та дослідженню принципової схеми управління значенням величини зміни осьового положення мотор-шпинделя, а також управління значенням величини подачі (швидкістю свердла) під час виконання процесу технологічної операції з оброблення заготовки. [6]

3. Схема принципова багатопозиційного пневмoeлектричного приводу радіального переміщення шпинделя

На рисунку 7 зображено схему принципову мультипозиційного електропневматичного приводу. [7] [8]

Мультипозиційний електропневматичний пристрій утворений з циліндра виконавчого 1, до якого прилаштовані задня 3 та передня 2 закривки з хвостовою частиною 4. Посеред задньої та передньої закривки розташовані поршень допоміжний 5 з хвостовою частиною 6 та поршень вищого розряду 7 з робочим елементом 8. На хвостовій частині 6 та поршні 7 приєднані кругові перегородки 10 та 9 відповідно, котрі локалізують межі руху поршня вищого розряду 7 залежно від поршня допоміжного 5. Поршень допоміжний 5 та поршень 7, котрий має вищий розряд, з робочим елементом 8 формують порожнину пневматичну вищого розряду m зі шляхом живлення 11. Порожнина гідравлічна k , котра має шлях живлення 12, об'єднана одночасно зі шляхом вихідним клапана зворотного 13 та шляхами вихідними 14, 15 гідродозатора. Об'ємний гідродозатор, котрий створений на подібі циліндрів 16, 17, в середині котрих розташовані поршні нижчих розрядів 18, 19, 20, 21 з відповідними довжинами робочого ходу $l_0, 2l_0, 4l_0$ і $8l_0$ разом із формуванням порожнин розрядних пневматичних a, b, c, d , а також порожнин гідравлічних n, o, p, r з відповідними об'ємами робочої рідини $V_0, 2V_0, 4V_0$ і $8V_0$. Циліндр виконавчий 1 рухомо закріплений в повздовжньому напрямленні в середині напрямної 22, в котрій виготовлений паз шпонковий повздовжній 23. В шпонковому пазу 23 розташована шпонка 24, що приєднана до головного циліндра 1. До закривки задньої 3 приєднується гвинт 25, котрий кінематичним чином взаємодіє завдяки муфті 26 із валом вихідним 27 двигуна крокового електричного (ЕКД) 28. Габаритне значення по довжині робочої частини гвинта 25 дорівнює l_{zv} . Робочий тиск живлення $P_{ж}$ подається до клапана редукційного 29, шлях вихідний котрого приєднаний до порожнини пневматичної акумулятора 30, а от його порожнина гідравлічна підключена до шляху вхідного клапана зворотного 13.

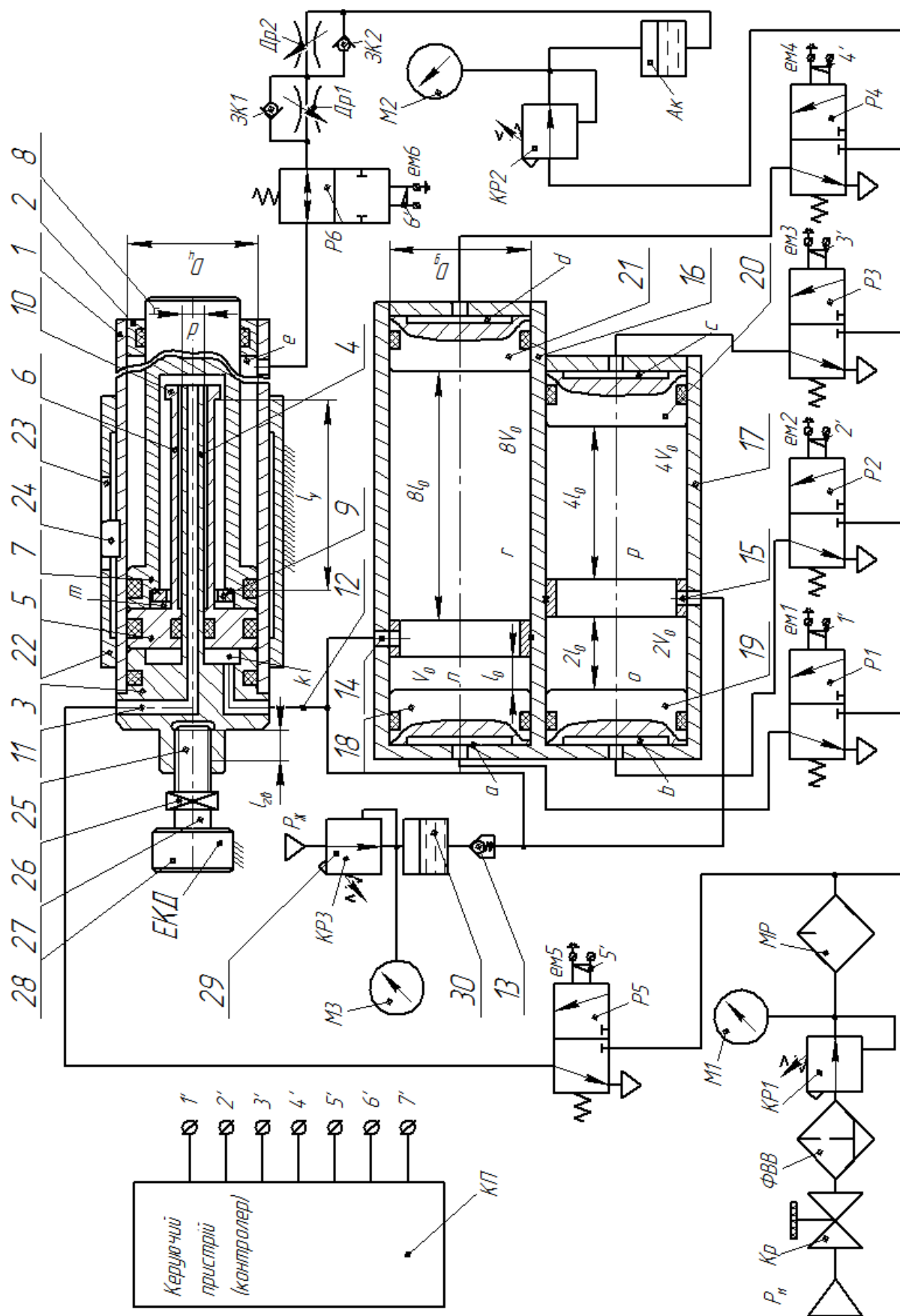


Рис. 7 Принципова схема багатопозиційного пневмоелектричного приводу

Дистанція між круговими перегородками 9 і 10 l_y знаходиться за формулою:

$$l_y = \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)} \cdot 2^n,$$

де d – діаметр хвостової частини; $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра виконавчого 1; V_0 – об’єм робочої рідини, в порожнині нижчого розряду гідродозатора; 4; n – кількість поршнів (розрядів) гідродозатора.

Робоча довжина гвинта 25 визначається по залежності:

$$l_{25} \geq \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)}.$$

Управління циклом мультипозиційного електропневматичного приводу виконується приладом управління (контролером) $KП$, контакти вихідні котрого 1', 2', 3', 4', 5', 6' об'єднані з подібними зв'язками електромагнітів $ем1$, $ем2$, $ем3$, $ем4$, $ем5$ і $ем6$ пневморозподільників $P1$, $P2$, $P3$, $P4$, $P5$ і гідророзподільника замикаючого $P6$. Величина швидкості переміщення вліво корегується клапаном зворотним $3K1$ із дроселем $Др1$, а вправо (за схемою) – клапаном зворотним $3K2$ із дроселем $Др2$. Шляхи вихідні розрядних пневморозподільників $P1$, $P2$, $P3$, $P4$ і $P5$ відповідно підключені до порожнин розрядних a , b , c , d об'ємного гідродозатора та порожниною вищого розряду m , що розташована в циліндрі виконавчому 1. Тиск в порожнині e циліндра виконавчого 1 корегується клапаном редукційним $KP2$, від котрого повітря подається до пневматичної порожнини акумулятора $Ак$. Робоча рідина з акумулятора $Ак$ подається до порожнини e крізь дроселі із клапанами зворотними, а також гідророзподільник замикаючий $P6$. Шляхи вхідні пневматичних розподільників та клапанів редукційних підключені до каналу вихідного блока підготовки повітря.

Блок підготовки повітря містити в собі манометр $M1$, масляний розпилювач $МР$, джерело живлення (компресора), фільтр відокремлювач вологи $ФВВ$, кран $Кр$, клапан редукційний $KP1$. Тиск живлення в порожнині e показується на манометрі $M2$, а от манометр $M3$ показує тиск в акумуляторі 30.

Основні засади роботи мультипозиційного електропневматичного приводу ґрунтується на таких чинниках.

Двигун кроковий електричний, перебуваючи в початковому стані, від'єднаний від джерела струму, до порожнини e циліндра виконавчого 1 поступає тиск живлення $P_{ж}$, внаслідок дії цього тиску поршень 7 та поршень допоміжний 5 перебувають в своїй кінцевій лівій позиції (відповідно до схеми). Водночас робоча рідина від порожнини k перетікає до порожнини n, o, p і r гідродозатора. Поршні 18 і 19 гідродозатора переміщуються в свої кінцеві ліві позиції, а от поршні 20 і 21 займають праві кінцеві позиції (відповідно до схеми). Порожнини a, b, c і d гідродозатора підключені до атмосфери. До клапана редукційного 29 подається тиск живлення $P_{ж}$, на виході клапана редукційного виникає тиск рідинний P_p , котрий потрапляє до порожнини пневматичної акумулятора 30 та виштовхує рідину крізь клапан зворотний 13 у порожнини гідравлічні дозаторів. Водночас значення величини тиску рідини в порожнинах гідродозатора n, o, p, r та у порожнині k циліндра виконавчого 1 знаходиться за формулою:

$$P_p = \frac{4 \cdot F_{\text{тер}}}{\pi \cdot D_g^2} \cdot f,$$

де f – коефіцієнт запасу, що дорівнює приблизно 1,1–1,2; D_g – діаметр поршня дозатора; $F_{\text{тер}}$ – сила тертя поршня дозатора.

При обробці комбінації 00001 кодівих сигналів керування, наприклад, (робочий тиск живлення подається виключно до порожнини a нижчого розряду), поршень першого (нижчого) розряду 18 виконує зміщення вправо (відповідно до схеми) на значення l_0 та виштовхує робочу рідину з об'ємом V_0 до порожнини k циліндра виконавчого 1. Водночас робочий елемент 8 виконає зміщення вправо на значення:

$$X_0 = \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d^2} \cdot l_0,$$

де l_0 – зміщення поршня нижчого розряду 18; D_g – діаметр поршня гідродозатора.

При обробці комбінації 00010 кодівих сигналів керування (робочий тиск живлення подається виключно до порожнини b гідродозатора), поршень другого розряду 19 виконує зміщення вправо на значення $2l_0$ та виштовхує робочу рідину з

об'ємом $2V_0$ до порожнини k , водночас робочий елемент 8 виконає зміщення вправо на значення:

$$2X_0 = 2 \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d^2} \cdot l_0.$$

Комбінація 00011 кодівих сигналів керування (робочий тиск живлення подається до порожнин a і b дозатора) збігається зі зміщенням робочого елемента 8 на значення:

$$3X_0 = 3 \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d^2} \cdot l_0.$$

Комбінація 11111 кодівих сигналів керування (робочий тиск живлення рівночасно поступає до порожнин a , b , c , d гідродозатора та до порожнини m поршня вищого розряду 7) збігається зі зміщенням робочого елемента 8 на значення:

$$31X_0 = 31 \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d^2} \cdot l_0.$$

При обробці одного імпульсу напруги, котрий потрапляє на ЕКД 28 циліндр 1 виконає рух вправо на значення:

$$\Delta X_0 = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}},$$

де $t_{\text{зв}}$ – крок гвинта 25; $\Delta \varphi$ – найменший кут на який повертається вал вихідний ЕКД.

Рівночасно робочий елемент 8 також зміститься вправо на значення ΔX_0 .

Під час обробки $n_{\text{ім}}$ імпульсів ЕКД 28 виконавчий циліндр 1 із робочим елементом 8 виконають рух вправо на значення:

$$\Delta X = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}} \cdot n_{\text{ім}}.$$

Під час обробки $n_{\text{ім}}$ двигуном кроковим електричним 28 та комбінації 10000 кодівих сигналів керування (робочий тиск живлення подається виключно до порожнини m виконавчого циліндра 1) циліндр 1 виконає рух вправо на значення:

$$\Delta X_{\text{ц}} = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}} \cdot n_{\text{ім}},$$

а от робочий елемент 8 зміститься вправо на значення:

$$\Delta X = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}} \cdot n_{\text{ім}} + 16X_0.$$

Під час відпрацювання ЕКД n_{max} імпульсів та виконанні комбінації керуючих сигналів найбільше значення переміщення робочого елемента 8 обчислюється за формулою:

$$X_{\text{max}} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}} \cdot n_{\text{max}} + 31 \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d^2} \cdot l_0.$$

При цьому виконавчий циліндр 1 переміщується праворуч на величину:

$$\Delta X_{\text{ц, max}} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_{\text{зв}} \cdot n_{\text{max}}.$$

Число позицій вихідного штока 8:

$$N_{\text{max}} = 2^{n+1} \cdot n_{\text{max}}.$$

При опрацюванні електричним кроковим двигуном $n_{\text{ім}}$ і комбінації кодових сигналів керування 10000 (робочий тиск живлення подається виключно до порожнини m циліндра 1) значення зміщення робочого елемента 8 не підвладне втратам робочої рідини в середині привода, що призводить до високої точності виходу в необхідне положення робочого елемента.

Коли відбулась втрата робочої рідини при роботі привода поршні розрядні не займають свої початкові позиції, водночас від акумулятора 30 під дією тиску P_P робоча рідина подається крізь клапан зворотний 13 до порожнин розрядних n, o, p і r та спонукаючи до зайняття початкових позицій розрядні поршні 18, 19, 20 і 21, себто вони упираються в закривки гідродозатора. Водночас сила від рідинного тиску P_P , яка впливає на поверхню торцеву поршня 5 суттєво менша за силу тиску $P_{\text{ж}}$, котрий впливає на поверхню поршня 7 з боку порожнини e , що робить неможливим переміщення робочого елемента 8 вправо.

Отже, запропонований привод гарантує високу точність виходу в необхідне положення робочого елемента 8 під час виконання роботи. Завдяки цьому є змога збільшити масштаб використання подібних пристроїв.

В роботі [1] представлені правила виходу в положення цифрових пневмоприводів, одночасно виділяються чотири режими, які позначені умовлено A_1, A_2, A_3 і A_4 .

Позиційний режим A_1 заключається в тім, що кодові керуючі сигнали поступають виключно на вимикання або вмикання будь-якої однієї з порожнин розрядних приводу цифрового (ЦП). Рівночасно зміщення ланки вихідної має можливість бути як додатнім, так і від'ємним, проте не мусить бути повторення положення робочого елементу протягом всього діапазону зміщення.

Позиційний режим A_2 описує роботу приводу цифрового з початкової позиції протягом всього діапазону зміщення робочого елементу. Під час виконання цього режиму вказівки управління надходять, в ту ж мить, на увімкнення будь-якої однієї чи декількох порожнин розрядних. Опісля виконання необхідної комбінації кодових сигналів управління надходить вказівка на обробку наступної комбінації кодових сигналів управління.

Позиційний режим A_3 заключається в тім, що команди протягом всього діапазону зміщення надходять рівночасно як на вимкнення, так і на увімкнення. Водночас кожній зміні кодових сигналів управління співвідноситься додатне зміщення робочого елементу на значення дискрети.

Позиційний режим A_4 відповідає довільному ряду виконання кодових комбінацій сигналів управління.

Для прикладу, розберемо виконання роботи приводу в позиційному режимі A_3 , себто, коли здійснюється перемикання кодових комбінацій сигналів управління 0011 на 1100, водночас в процесі руху робочого елементу має місце поява незапрограмованих рухів. Задля попередження появи незапрограмованих рухів робочого елемента 8 спершу надсилається електрична напруга на електричний магніт *емб* для контролера *КП* гідророзподільника *Р6*, котрий виконує перемикання, внаслідок чого, виконується закриття порожнини гідравлічної *е*, що робить неможливим переміщення робочого елементу 8. Поршні 18 і 19 гідродозатора 17 займають ліву початкову позицію, а також поршні 20 і 21 виконують рух вліво на загальне значення:

$$l_0 + 2l_0 = 3l_0.$$

По закінченню рухів поршнів 18 і 19 до початкових позицій від контролера *КП* надходить вказівка на від'єднання від струму електричного магніта *емб*, водночас гідророзподільник *Р6* виконує перемикання та займає початкову позицію і робоча рідина гідродозатора 17 з об'ємом $V = 4V_0 + 8V_0 - V_0 - 2V_0 = 9V_0$ виштовхується до порожнини *k* циліндра виконавчого 1. Так робочий елемент 8 виконує зміщення вліво на значення:

$$X = \frac{9V_0}{\pi(D_{ц}^2 - d^2)},$$

де *d* — діаметр хвостової частини 4; *D_ц* — внутрішній діаметр циліндра 1, чи зовнішній поршня 5.

Величина швидкості переміщення робочого елементу 8 корегується за допомогою дроселя *Др2*.

Період часу вимикання та вмикання гідророзподільника *Р6*, а також перемикання пневморозподільників *Р1*, *Р2*, *Р3* і *Р4* управляється завдяки контролеру *КП*.

У висновку, запропонований мультипозиційний електропневматичний привод визначається підвищеною точністю виходу в задане положення, з великим значенням переміщення робочого елементу та відносно дрібною дискретністю, а також спроможністю попередження незапрограмованих рухів, управлінням швидкістю переміщення та не складною будовою.

4. Структура мультипозиційного електропневматичного пристрою

Мультипозиційний електропневматичний пристрій передбачений для видозмінення інформації унітарного та двійкового кодів в поступальну зміну позиції робочого елементу (вихідного штока).

На рисунку 8 представлена будова мультипозиційного електропневматичного пристрою. Пристрій вміщує циліндр виконавчий 1, в котрому розміщений поршень 2 з хвостовою частиною 3 та поршень 4 з робочим елементом 5. До торцевої частини циліндра 1 приєднані закривки 6 та 7, що відповідно приєднані завдяки круговим перегородкам 8, 9 і 10, а також гайкою 11.

В закривці задній 7 виготовлені шляхи 12 та 13, через які подається тиск живлення до порожнин k та e . Тиск живлення до порожнини t подається крізь хвостову частину 14, яка є пустотілою.

В закривку 7 закручений гвинт 15 прилаштований на підшипниках упорних 16 та 17, розташованих в установчому корпусі 18.

Лівий край гвинта 15 за допомогою шпонки 19 об'єднаний з валом вихідним 20 двигуна крокового електричного (ЕКД) 21. Тіло підшипників 18 з'єднаний з основою 22 завдяки гвинтам 23. До основи 22 прироблений методом зварювання циліндр напрямний 24 з пазом поздовжнім 25, де розташована шпонка 26, приєднана до циліндра 1.

В отвір аксіальний робочого елементу 5 закручена заслінка 27 з ущільненням 28. На хвостовій частині 3 приєднаний лімітер повздовжнього руху 29 поршня 4 з робочим елементом 5.

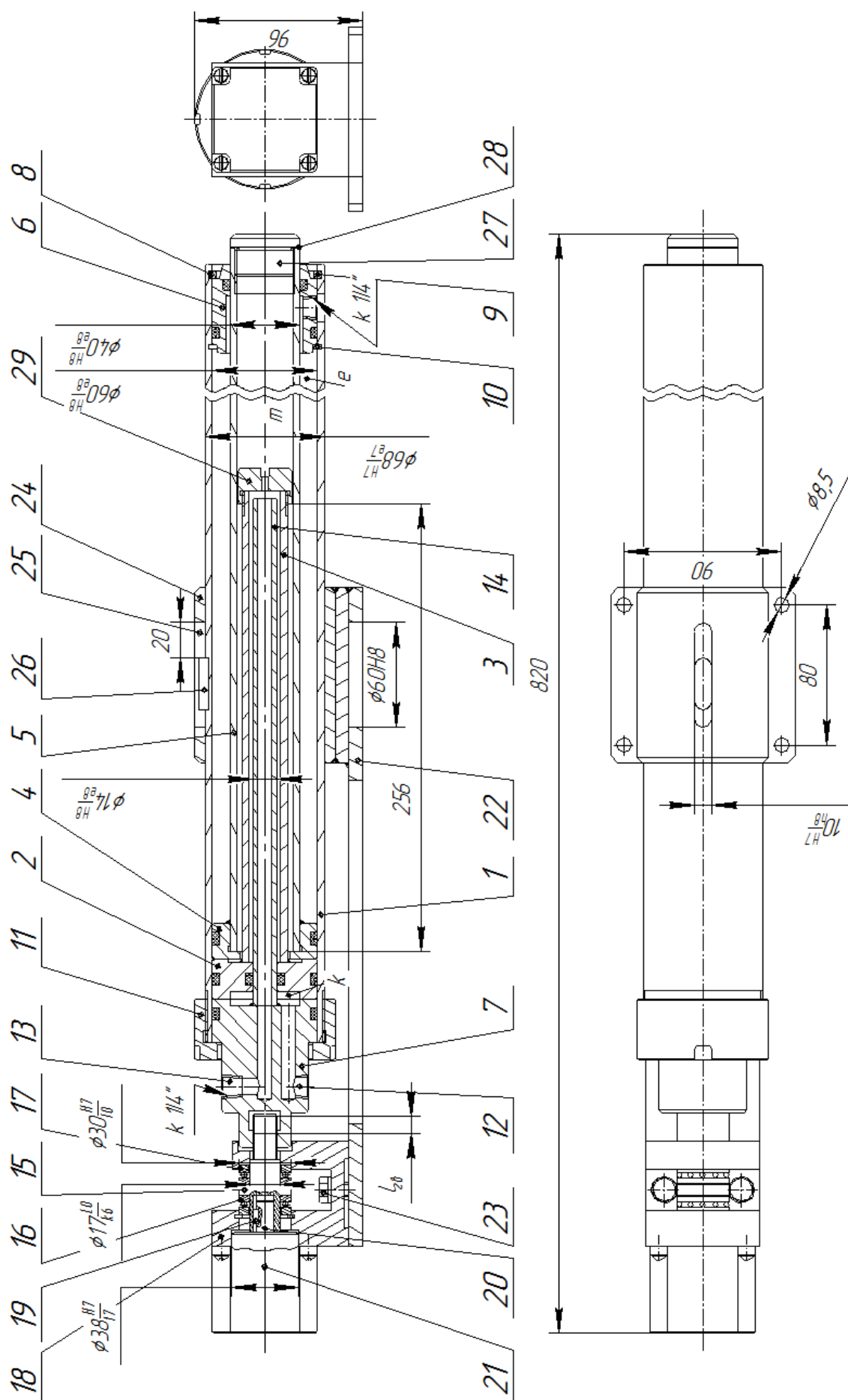


Рис. 8 Структура мультипозиційного електропневматичного пристрою

Основні засади роботи мультипозиційного електропневматичного приводу ґрунтуються на таких чинниках. Двигун кроковий електричний, перебуваючи в початковому стані, від'єднаний від джерела струму, до порожнини e циліндра виконавчого 1 поступає тиск живлення $P_{ж}$. Водночас гвинт 15 закручений на значення $l_{гв}$ в закривку 7, під час впливу тиску в порожнині e поршні 4 та 2 розташовані у своїх крайніх початкових лівих позиціях, а поршень 2 дотикається до закривки 7. Коли електричні імпульси управління подаються до *ЕКД* 21 його вал вихідний 20 виконує обертання, внаслідок цього гвинт 15 викручується з закривки 7, і це спричиняє її переміщення вправо (відповідно до схеми) разом з робочим елементом 5, а також з циліндром виконавчим 1. За наступною формулою розраховується значення величини зміни положення робочого елементу 5 під час обробки електричних імпульсів управління *ЕКД*:

$$X = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім},$$

де $n_{ім}$ – кількість оброблених імпульсів *ЕКД*; $t_{гв}$ – величина кроку гвинта 15; $\Delta\varphi$ – найменший кут повороту вала вихідного 20 *ЕКД* під час обробки одного електричного імпульсу управління.

В той час коли тиск живлення надходить до порожнини m поршень 4 разом із робочим елементом 5 виконують зміщення вправо на значення рівне 256 мм.

Коли водночас відбувається подання електричних імпульсів управління до *ЕКД* та надходження тиску живлення до порожнини m робочий елемент 5 виконує зміщення вправо на значення:

$$X_{\Sigma} = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім} + 256 \text{ мм.}$$

В порожнину k потрапляє робоча рідина від об'ємного цифрового гідродозатора (котрий на фігурі не зображений). Водночас зміна положення робочого елементу 5 пропорційно відповідне об'єму робочої рідини, що надходить до порожнини k від гідродозатора.

Оскільки в конструкцію мультипозиційного електропневматичного пристрою включені об'ємний цифровий гідродозатор, *ЕКД* та циліндр виконавчий то привод має змогу складатися із відокремлених модулів: самостійний циліндр

виконавчий, що має варіант представлення на подібні двигуна цифрового; цифровий гідродозатор, *ЕКД* та циліндр виконавчий; *ЕКД* та циліндр виконавчий; об'ємні гідродозатори і циліндр виконавчий. Водночас при долученні в конфігурацію привода виключно циліндр виконавчий з двома поршнями, кількість положень робочого елемента 5 знаходиться по залежності:

$$N_1 = 2^{n_1},$$

де n_1 – кількість поршнів циліндра виконавчого.

У випадку включення в структуру привода циліндра виконавчого та *ЕКД* кількість положень робочого елемента знаходиться за формулою:

$$N_2 = 2^{n_1} + 4 \cdot n_{\text{ім,мах}},$$

де $n_{\text{ім,мах}}$ – найбільша кількість імпульсів, котрі оброблюються *ЕКД*.

Кількість положень робочого елемента 5, під час включення в конструкцію привода цифрового гідродозатора та циліндра виконавчого знаходиться по залежності:

$$N_3 = 2^{n+1},$$

де n – кількість об'ємних гідродозаторів.

Коли в конструкцію привода включені об'ємні гідродозатори, *ЕКД* та циліндр виконавчий кількість положень робочого елемента 5 знаходиться за формулою:

$$N_4 = 2^{n+1} \cdot n_{\text{ім,мах}}$$

5. Матмодель та алгоритм обчислення найголовніших статичних характеристик мультипозиційного електропневматичного пристрою

На рисунку 9 показана розрахункова схема мультипозиційного електропневматичного пристрою з об'ємними гідродозаторами.

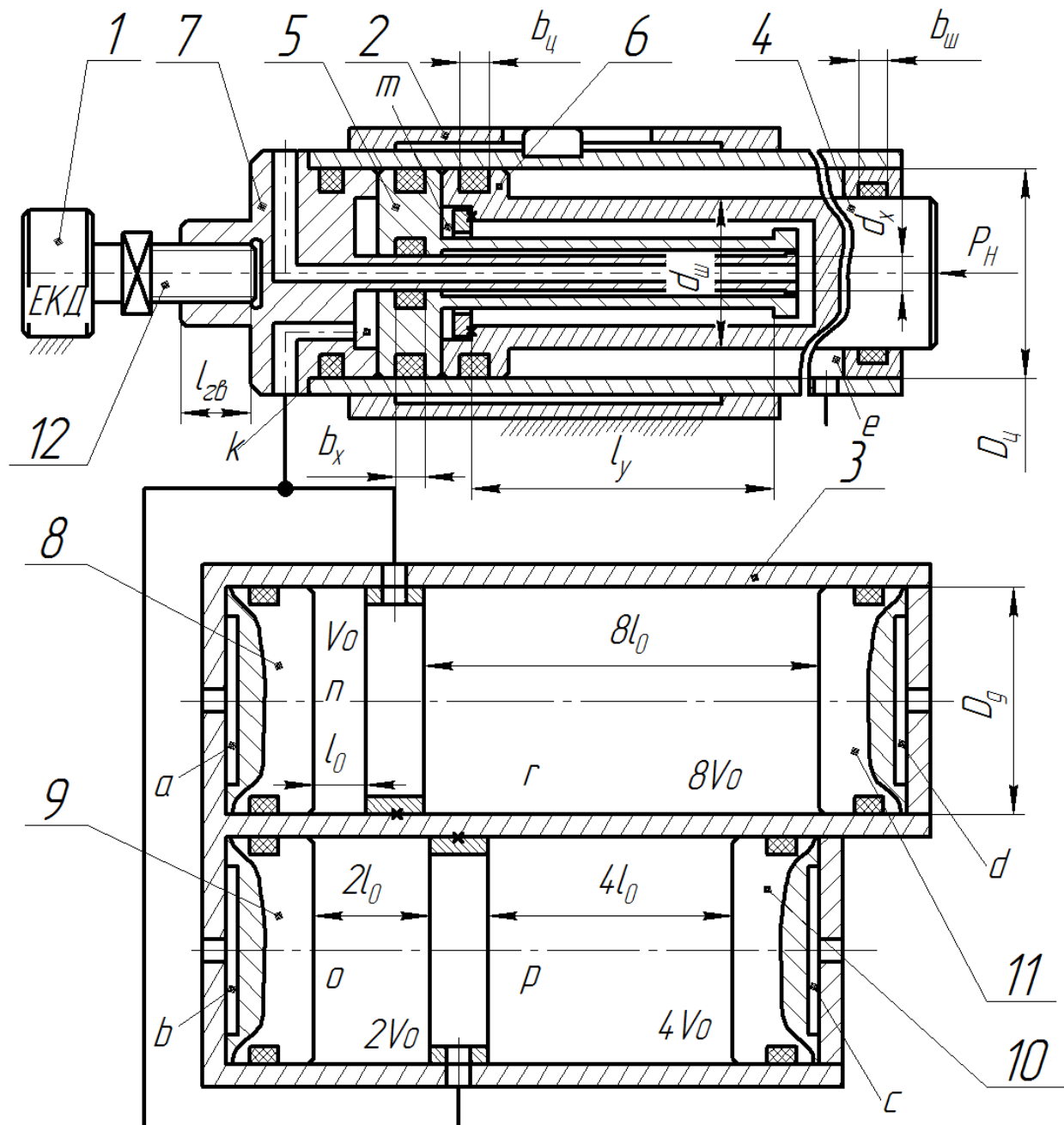


Рис. 9 Розрахункова схема мультипозиційного електропневматичного пристрою з об'ємними гідродозаторами.

В будову пристрою включені: циліндр виконавчий 2 з поршнем вищого розряду 6, об'ємний гідродозатор з чотирма розрядами 3, двигун кроковий електричний (ЕКД) 1. Об'ємний гідродозатор з чотирма розрядами та поршень 6 вищого розряду продукують гідропневматичний цифровий пристрій з п'ятьма розрядами, котрий володіє такими характеристиками:

1. Дискретність даного цифрового двигуна:

$$X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)},$$

де d_x – діаметр хвостової частини закривки 7; $V_0 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot l_0$ – найменший об'єм гідродозатора; D_g та $D_{\text{ц}}$ – діаметр гідродозатора та циліндра виконавчого відповідно; l_0 – величина зміни положення поршня 8 нижчого розряду.

2. Зміна положення поршнів електропневматичного цифрового двигуна:

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1},$$

де i – порядкове число поршня розрядного двигуна цифрового.

$$X_i = \frac{\pi \cdot D_g^2 \cdot l_0 \cdot 2^{i-1}}{\pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)} = \frac{D_g^2}{(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)} \cdot l_0 \cdot 2^{i-1}$$

3. Найбільше значення зміни положення робочого елементу 4:

$$X_{\text{max}} = X_0(2^{n_g} - 1),$$

де $n_g = 5$ – кількість розрядів двигуна цифрового.

4. Кількість положень робочого елементу 4:

$$N = 2^{n_g}.$$

5. Зміна положення робочого елементу відповідно до обробки комбінації кодових сигналів управління:

$$X_i = \frac{D_g^2}{(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)} \cdot l_0 \sum_{i=1}^{n_g} b_i \cdot 2^{i-1},$$

де b_i – значуще число, яке стає рівним – «0», коли i -та порожнина двигуна цифрового підключається до атмосфери та набуває значення – «1», коли тиск живлення поступає до i -тої порожнини гідравлічного дозатора.

6. Зусилля статичне двигуна цифрового:

$$P_{\text{ц}} = \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)}{4} \cdot P_{\text{ж}} - \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} \cdot P_{\text{ж}} - P_{\text{тер}} \pm P_{\text{н}}$$

$$P_{\text{тер}} = f_{\text{т}}(\pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot b_{\text{ц}} \cdot P_{\text{к}} \cdot z_{\text{н}} + \pi d_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot P_{\text{к}} + \pi d_x \cdot b_x \cdot P_{\text{к}} \cdot z_x)$$

де $f_{\text{т}}$ – коефіцієнт тертя; $P_{\text{н}}$ – величина навантаження; $P_{\text{ж}}$ – тиск живлення; $P_{\text{к}}$ – контактний тиск ущільнення; z_x , $z_{\text{ш}}$ і $z_{\text{н}}$ – число ущільнень хвостової частини, штока вихідного (робочого елемента) та поршня відповідно; b_x , $b_{\text{ш}}$ і $b_{\text{ц}}$ – ширина хвостової частини, ширина штока вихідного (робочого елемента) та ширина дотику ущільнень поршня відповідно.

I. Проаналізуємо виконання роботи приладом, під час обробки ним сигналів управління, які надходять виключно від гідропневматичного цифрового приводу.

Вихідні дані:

Кількість розрядів $n_g = 5$; $X_0 = 16\text{мм}$;

навантаження – $P_{\text{н}} = 100\text{ Н}$; $P_{\text{ж}} = 0,6\text{ МПа}$;

$l_0 = X_0$; $D_{\text{ц}} = 60\text{ мм}$; $d_x = 14\text{ мм}$; $d_{\text{ш}} = 40\text{ мм}$.

1. Зміна положення поршнів цифрового двигуна:

$$X_i = X_0 \cdot 2^{i-1};$$

$$X_1 = X_0 = 16\text{мм}; X_2 = X_0 \cdot 2^{i-1} = 32\text{мм};$$

$$X_3 = 64\text{мм}; X_4 = 128\text{мм}; X_5 = 256\text{мм}.$$

2. Найбільше значення зміни положення робочого елемента 4:

$$X_{\text{max}} = (2^{n_g} - 1) \cdot X_0 = (2^5 - 1) \cdot X_0 = 31 \cdot 16 = 496(\text{мм})$$

3. Діаметр поршнів гідравлічного дозатора 3:

$$\frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)}{4} \cdot X_0 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot l_0, \text{ відкіля}$$

$$D_g^2 = \frac{(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2) \cdot X_0}{l_0} = D_{\text{ц}}^2 - d_x^2.$$

$$D_g^2 = \sqrt{D_{\text{ц}}^2 - d_x^2} = \sqrt{60^2 - 14^2}$$

Вважаємо:

$$D_g = 58 \text{ мм}$$

4. Виправляємо значення зміни положення поршнів гідродозатора:

$$\frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)}{4} \cdot X_0 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot l_0, \text{ відкіля}$$

$$l_0 = \frac{(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2) X_0}{D_g^2} = \frac{(60^2 - 14^2) \cdot 16}{58^2} = 16,19 \text{ (мм)}$$

5. Зміна положення поршнів цифрового двигуна:

$$X_i = 16,19 \cdot 2^{i-1}$$

$$X_1 = 16,19 \text{ мм}; X_2 = 32,38 \text{ мм}; X_3 = 64,76 \text{ мм}; X_4 = 129,52 \text{ мм}.$$

6. Зусилля статичне:

$$P_{\text{ц}} = \left(\frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)}{4} - \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} \right) P_{\text{ж}} - P_{\text{тер}} - P_{\text{н}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ц}}^2 - d_x^2 - D_{\text{ц}}^2 + d_{\text{ш}}^2) \cdot P_{\text{ж}} - 8,0 - 10,0 = \frac{\pi}{4} (36 - 1,96 - 36 + 16) \cdot 6 - 18 = 66,63 \text{ (кг)}.$$

Отже, під час обробки сигналів управління гідропневматичним цифровим приводом гарантуються такі параметри:

кількість позицій $N_{\text{ц}} = 2^{n_g} = 2^5 = 32$ (позиції);

найбільше зусилля – $P_{\text{ц}} = 666,3 \text{ Н}$; дискретність – $X_0 = 16 \text{ мм}$;

найбільше значення зміни положення робочого елементу –

$$X_{\text{max}} = X_0 (2^{n_g} - 1) = 16 (2^5 - 1) = 496 \text{ (мм)}.$$

II. Проаналізуємо виконання роботи приладом, в той час коли тиск живлення подається виключно до порожнини m поршня вищого розряду 6 та під час обробки ним виключно імпульсів управління ЕКД.

1. Дискретність цього пристрою:

$$y_0 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім}}$$

$$n_{\text{ім}} = 1 \text{ імпульс}$$

2. Значення зміни положення робочого елемента 4:

$$y = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім}} + 256,$$

де 256 – зміна положення поршня 6; $n_{\text{ім}}$ – кількість оброблених імпульсів управління ЕКД; $\Delta\varphi$ – дискрета електричного крокового двигуна ($\Delta\varphi = 1,8^\circ$); t – крок гвинта 12.

3. Найбільше значення переміщення робочого елемента 4

$$y_{\text{max}} = y_0 \cdot n_{\text{max}} + 256,$$

де n_{max} – найбільша кількість імпульсів управління, котрі можливо підвести до ЕКД

$$n_{\text{max}} = \frac{l_{\text{гв}} \cdot 360^\circ}{t \cdot \Delta\varphi} = \frac{16 \cdot 360}{2 \cdot 1,8} = 1600 \text{ (імпульсів)}$$

4. Зусилля статичне:

$$P_{\text{ст,у}} = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot P_{\text{ж}} - \frac{\pi \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} \cdot P_{\text{ж}} - P_{\text{тер,у}} - P_{\text{н}}$$

Обчислення гвинтової пари:

1. Кут підйому гвинтової лінії:

$$\text{tg}\beta = \frac{t}{\pi \cdot d_c},$$

де d_c – діаметр середній гвинта 12; t – крок гвинта.

2. ККД гвинтової пари:

$$\eta = \frac{tg\beta}{tg(\beta + \rho)},$$

де ρ – кут тертя, котрий рівний $\approx 5 \dots 8^\circ$.

3. Діаметр внутрішній гвинта:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{гв}}}{0,7 \cdot \pi \cdot [\sigma_{\text{ст}}]}},$$

де $[\sigma_{\text{ст}}]$ – допустиме навантаження на стиск.

4. Середній питомий тиск на робочій поверхні гвинта:

$$q = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{P_{\text{гв}} \cdot t}{l \cdot z \cdot d_c \cdot h},$$

де l – довжина гайки; h – робоча висота різьби; $h = \frac{d_{\text{зов}} - d_{\text{вн}}}{2}$; $[q] = 50 \text{ кг/см}^2$.

5. Крутний момент на валу електричного крокового двигуна:

$$M_{\text{гв}} = P_{\text{гв}} \cdot \frac{d_c}{2} tg(\beta + \rho)$$

Обчислення характеристик приладу, якщо сигнали управління надходять виключно до ЕКД та до поршня вищого розряду.

Вихідні дані:

$P_{\text{ж}} = 6 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $f_p = 0,1$ – коефіцієнт тертя; $\rho = 5^\circ 43'$ – кут тертя

$tg\rho = 0,1$; $P_{\text{ж}} = 6 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $d_c = 0,013 \text{ м}$; $t = 2 \text{ мм}$

$D_{\text{ц}} = 60 \text{ мм}$; $P_{\text{тер}} = 50 \text{ Н}$; $\Delta\varphi = 1,8^\circ$

1. Крутний момент на валу електричного крокового двигуна:

$$M = P_{\text{гв}} \frac{d_c}{2} \cdot tg(\beta + \rho) = 2(\text{Н} \cdot \text{м})$$

2. Дискретність:

$$y_0 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 = 0,01(\text{мм})$$

3. Число позицій робочого елементу 4:

$$N_y = 2 \cdot n_{max} + 1 = 2 \cdot \frac{16}{0,01} + 1 = 3201 \text{ (позицій)}$$

4. Найбільше значення зміни положення робочого елементу 4:

$$y_{max} = y_0 \cdot n_{max} + 256 = 0,01 \cdot \frac{16}{0,01} + 256 = 272 \text{ (мм)}$$

5. Найбільше зусилля статичне:

$$P_{max,y} = \frac{\pi}{4} (D_{ц}^2 - D_{ц}^2 + d_{ш}^2) \cdot P_{ж} - P_{тер,y} - P_H = \frac{\pi}{4} \cdot 6(6^2 - 6^2 + 4^2) - 5 - 10 = \\ \frac{\pi \cdot 6 \cdot 16}{4} - 15 = 60,36 \text{ кг}$$

Отже, під час обробки приводом виключно електричних імпульсів управління ЕКД та поршнем вищого розряду його характеристики набувають таких величин:

1. Крутний момент – 2Нм;
2. Дискретність – 0,01мм;
3. Кількість позицій – 3201;
4. Найбільше значення зміни положення робочого елементу 4 -

$$y_{max} = 272 \text{ (мм)}$$

5. Найбільше зусилля статичне -

$$P_{max,y} = 60,36 \text{ кг;}$$

III. Проаналізуємо виконання роботи приладу, якщо водночас оброблюються усі сигнали управління, котрі надходять рівночасно до поршня вищого розряду, котрий розташований в циліндрі виконавчому 2, до об'ємного гідродозатора та до електричного крокового двигуна.

1. Дискретність електропневматичного пристрою з гідравлічними об'ємними дозаторами:

$$y_0 = \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{им},$$

де $n_{им} = 1$; t – крок гвинта; $\Delta\varphi$ – найменший кут повороту вала вихідного ЕКД.

2. Значення зміни положення робочого елементу 4 під час обробки комбінації кодових сигналів управління гідропневматичним цифровим приводом (з гідравлічними дозаторами) та електричних імпульсів напруги ЕКД:

$$y = \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d_x^2} \cdot l_0 \cdot \sum_{i=1}^{n_g} b_i \cdot 2^{i-1} + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім}},$$

де D_g – діаметр поршня гідродозатора; $D_{\text{ц}}$ – діаметр внутрішній циліндра виконавчого; l_0 – величина зміни положення поршня нижчого розряду цифрового об’ємного гідродозатора; d_x – діаметр хвостової частини закривки 7; i – порядкове число i -тої розрядної порожнини (поршня).

Приміром, при виконанні ЕКД 1 400 імпульсів та під час обробки цифровим двигуном кодової комбінації сигналів управління 11001 (тиск живлення подається водночас до порожнини (a, d і m)), величина зміни положення робочого елементу 4 прийме значення рівне:

$$y = \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d_x^2} \cdot l_0 (1 + 8 + 16) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 400 = \frac{58^2}{60^2 - 14^2} \cdot 16 \cdot 25 + 4 = \frac{3364}{3600 - 196} \cdot 16 \cdot 25 + 4 = 395,29 + 4 = 399,29(\text{мм})$$

Під час виконання, скажімо, $n_{\text{ім}} = 800$ імпульсів ЕКД 1 та комбінації кодових сигналів управління 11100 цифровим двигуном, робочий елемент 4 змінить своє положення на значення рівне:

$$y = \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d_x^2} \cdot l_0 (4 + 8 + 16) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 800 = \frac{58^2}{60^2 - 14^2} \cdot 16 \cdot (28) + 8 = 450,73(\text{мм})$$

3. Найбільше значення величини зміни положення робочого елементу 4 буде тоді коли цифровим двигуном відпрацьовується комбінація кодових сигналів управління 11111 (себто тиск живлення надходить до розрядних порожнин a, b, c, d, m) та кількості імпульсів $n_{\text{ім},\text{max}} = \frac{l_0}{y_0} = \frac{l_0 \cdot 360}{\Delta\varphi \cdot t} = \frac{16 \cdot 360}{1,8 \cdot 2} = 1600$ (імпульсів):

$$y_{max} = \frac{D_g^2}{D_{\Pi}^2 - d_x^2} \cdot l_0(1 + 2 + 4 + 8 + 16) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1600 = \frac{58^2}{60^2 - 14^2} \cdot 16 \cdot 31 + 16 = 490,17 + 16 = 506,17(\text{мм})$$

4. Кількість позицій робочого елемента 4:

$$N = \frac{y_{max}}{y_0} = \frac{\frac{D_g^2}{D_{\Pi}^2 - d_x^2} \cdot l_0(1+2+4+8+16) + \frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім, max}}}{\frac{\Delta\varphi}{360^\circ} \cdot t} = \frac{\frac{58^2}{60^2 - 14^2} \cdot 16 \cdot (2^5 - 1) + \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1600}{\frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2} = 51200 \text{ (позицій)}$$

5. Найбільша величина зусилля на робочому елементі 4:

$$P_{max} = 60,36 \text{ кг.}$$

6. Схема принципова пристрою осьового руху двигун-шпинделя

Пристрій осьового руху двигун-шпинделя використовується задля змінення лінійного положення з відповідною швидкістю подачі та на необхідне значення.

На рисунку 10 зображено схему принципову пристрою осьового руху двигун-шпинделя. Схема пристрою подачі та осьового лінійного руху двигун-шпинделя вміщує в собі циліндричне тіло 1, де розташований поршень 2 разом із робочим елементом 3. Робочий гвинт 5 розташовується концентричним чином в циліндричній розточці 4 поршня 2 із робочим елементом 3, хвостова частина 6 робочого гвинта 5 зафіксована від переміщення в осьовому напрямку закривкою 7. На внутрішній циліндричній площині робочого елементу 3 виготовлені шліцеві фрагменти 9, котрі взаємодіють, та надають можливість осьового переміщення, з аналогічними зовнішніми шліцевими фрагментами на гайці 8, котра накручена на робочий гвинт 5. Для локалізації руху гайки 8, лімітер переміщення 10 накручений на нижньому краю робочого гвинта 5, а лімітер переміщення 32, котрий виконаний на подібі стопорного кільця, фіксується в поршні 2.

Циліндричне тіло 1 приєднане жорстким чином до направляючої 14. В цій направляючій 14 також розташовується двигун-шпиндель 13 з можливістю переміщення в осьовому напрямленні. Його фланцевидний фрагмент 12 фіксується жорстким чином з поводком 11 та робочим елементом 3. Свердлувальний інструмент 16 фіксується в гільзі 15 двигун-шпинделя. До хвостової частини 6 робочого гвинта 5 через муфту 31 приєднується вихідна ланка 30 електричного малопотужного крокового мотора (ЕКД). Порожнини герметичні – пневматична *a* та гідравлічна *b* – виникають завдяки торцевій площині поршня 2, зовнішній поверхні робочого елементу 3, торцевим площинам закривок 7, 17 та внутрішній поверхні тіла 1. Порожнина пневматична *a* крізь шлях 18, клапани зворотні ЗК2, ЗК1 та дросельні елементи Д2, Д1 підключена до вихідного шляху 19 пневморозподільника Р1, що має чотири лінії та дві позиції. Манометром М здійснюється контроль тиску клапана редукційного КР1, шлях вихідний котрого підключений до розподільника Р1 через вхідний шлях 20.

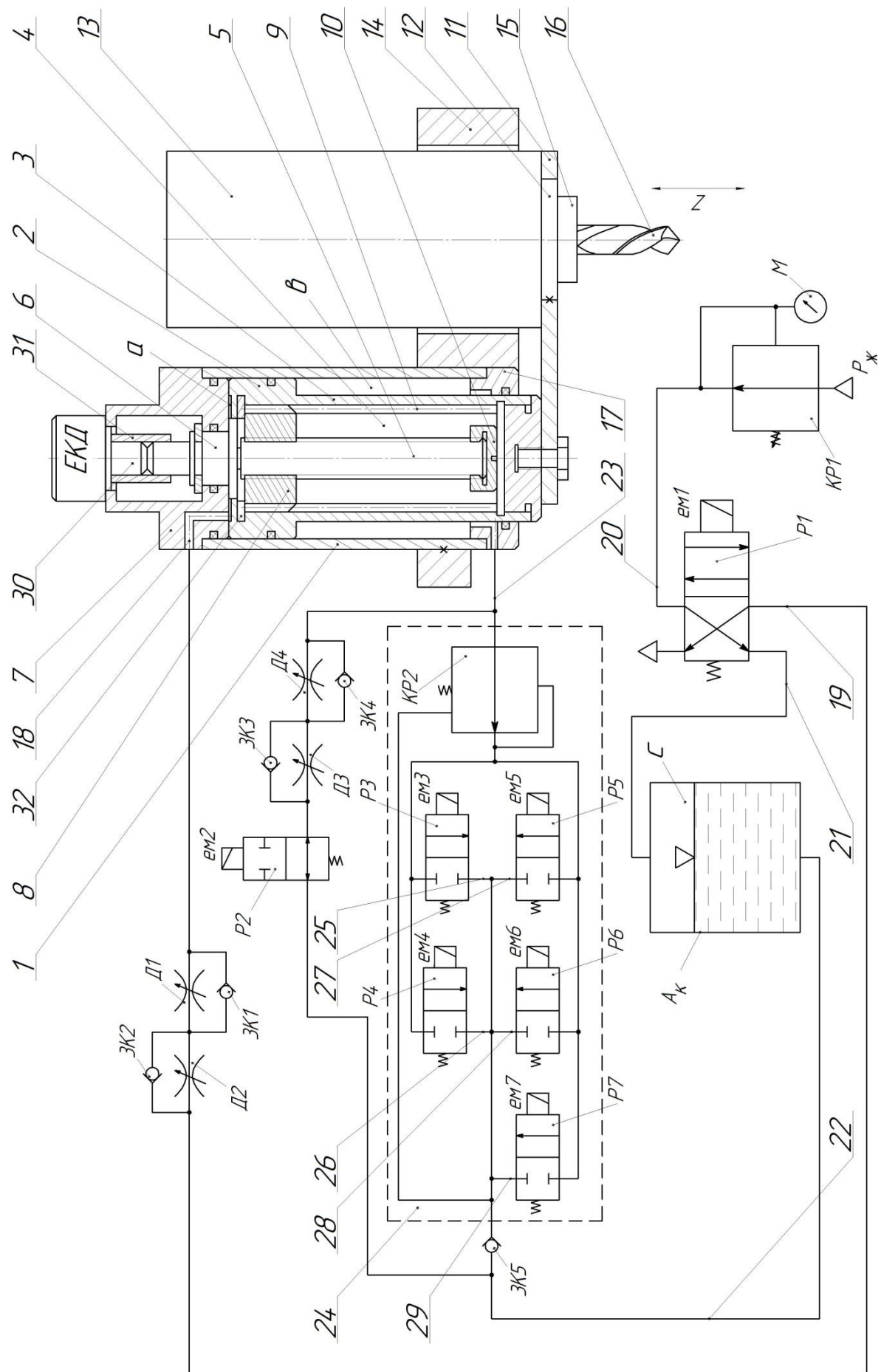


Рис. 10 Принципова схема пристрою осевого руху двигун-шпинделя

Порожнина гідравлічна b циліндричного тіла 1 підключена до гідропорожнини акумулятора A_k крізь шлях 23, дросельні елементи Д3, Д4, клапани зворотні ЗК4, ЗК3, гідророзподільник замикаючий Р2 та шлях 22. А пневмопорожнина c акумулятора A_k підключена до вихідного шляху 21 розподільника Р1. Також, порожнина гідравлічна b циліндричного тіла 1 сполучена з гідропорожниною акумулятора A_k за допомогою клапана зворотного ЗК5 та потокового приладу керування (регулятор потоку мастила) 24. Потоковий регулятор 24 зроблений на подібі з'єднаних послідовним чином ряду розрядних замикаючих розподільників Р3, Р4, Р5, Р6, Р7 та клапану редукційного КР2. На шляхах вихідних 25-29 гідророзподільників Р3-Р7 розміщуються, співвідносно, дросельні шайби, які мають різну площу прохідного отвору f_0 , $2f_0$, $4f_0$, $8f_0$ і $16f_0$, що утворює ряд геометричної прогресії, зі знаменником геометричної прогресії $q=2$.

Суть роботи пристрою осьового руху двигун-шпинделя заключається в наступному. В початковому стані електричний малопотужний кроковий мотор ЕКД та електричні магніти ем1, ем2, ем3, ем4, ем5, ем6, ем7 розподільників Р1, Р2, Р3, Р4, Р5, Р6, Р7 відключені від джерела струму, водночас до акумулятора A_k в пневматичну порожнину c крізь шлях 21 та пневморозподільник Р1 від клапана редукційного КР1 поступає живлячий тиск $P_{ж}$. До тіла 1 в гідравлічну порожнину b крізь шлях 22, клапан зворотний ЗК3, дросельний елемент Д4, замикаючий гідророзподільник Р2 та шлях 23 від акумулятора A_k надходить мастило внаслідок впливу живлячого тиску в порожнині c .

Під впливом тиску мастила в порожнині b робочий елемент 3, двигун-шпиндель та свердлувальний інструмент 16 перебувають у вихідній верхній кінцевій позиції, водночас гайка 8 дотикається до лімітера переміщення 32. Управління швидкістю переміщення двигун-шпинделя 13, поршня 2 та робочого елемента 3, під час руху у верхню кінцеву позицію, виконується за допомогою дросельного елемента Д4.

Оглянемо відпрацювання пристроєм процесу осьового руху свердлувального інструменту 16 з двигун-шпинделем 13 донизу під час технологічної операції

свердлування отвору в заготовці з потрібною швидкістю подачі та на відповідну лінійну величину.

Вихідна ланка 30 взаємодіє з робочим гвинтом 5 і вони одночасно виконують обертальні рухи після надходження електричних імпульсів управління до обмоток ЕКД. В результаті оберткових рухів робочого гвинта 5 гайка 6 виконує зміщення донизу (відповідно до схеми) по шліцевим фрагментам 9 робочого елемента 3. Числове значення зміни положення гайки 6 знаходиться за допомогою рівняння:

$$Z_2 = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{\text{ГВ}} \cdot n_{\text{ім}},$$

де $n_{\text{ім}}$ – кількість оброблених імпульсів управління електричним малопотужним мотором; $t_{\text{ГВ}}$ – крок гвинта 5; φ_0 – дискрета електричного малопотужного крокового мотора ЕКД (найменший кут обороту вихідної ланки 30: $\varphi_0 = 1,8^\circ$).

Рівночасно з рухом гайки 6 до гідророзподільників Р3-Р7 на електричні магніти ем3-ем7 поступає комбінація кодових сигналів управління. А до гідророзподільника Р2 на електричний магніт ем2 потрапляє напруга, внаслідок чого розподільник перемикається та закриває шлях для потоку мастила. В цьому випадку швидкість подачі свердлувального інструменту 16 та двигун-шпинделя 13 розраховується за формулою:

$$V = \frac{4 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2},$$

де D – зовнішній діаметр поршня 2; Δp – різниця тисків в дросельних шайбах $\Delta p = p_2 - p_3$; ρ – густина мастила робочого; φ_0 – найменша площа отвору дросельної шайби; b_i – значущє число, яке стає рівним – «0», коли i -тий електричний магніт від'єднаний від джерела струму та набуває значення – «1», коли струм надходить до i -того електричного магніта потокового регулятора; i – порядкове число гідророзподільника (дросельної шайби); α – коефіцієнт витрати мастила.

Найменша площа прохідного отвору дросельної шайби рівна

$$f_{min} = f_0$$

Найбільше значення площі прохідного отвору дросельної шайби потокового регулятора мастила знаходиться за формулою

$$f_{max} = f_0 \cdot (2^n - 1),$$

де n – кількість розрядних замикаючих гідророзподільників.

В таблиці 1 наведено метод обрахунку швидкості переміщення двигун-шпинделя 13 з свердлувальним інструментом 16, відповідно до надходження комбінації кодових сигналів управління до гідророзподільників РЗ-Р7 на електричні магніти ем3-ем7.

Отже, найбільше значення площі (сумарна величина) прохідного отвору дросельної шайби потокового регулятора мастила рівна

$$f_{max} = 31 \cdot f_0.$$

Водночас число швидкостей подачі рівне

$$V = V_0(2^n - 1) = V_0(2^5 - 1) = 31 \cdot V_0.$$

У випадку, коли, наприклад, зовнішній діаметр поршня $2 D = 60\text{мм}$, різниця тисків мастила $\Delta p = 0,24\text{МПа}$, а найменша витрата потокового приладу рівна $45 \text{ см}^3/\text{хв}$, то найменша швидкість переміщення свердла 16 буде рівною:

$$Q = V_0 \cdot S; S = \frac{\pi D^2}{4}; V_0 = \frac{Q}{S};$$

$$V_0 = \frac{4Q_p}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 45}{\pi \cdot 6^2} = 1,5915 \left(\frac{\text{см}}{\text{хв}} \right) = 0,26525 \left(\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right).$$

Значить, що швидкість руху змінюватиметься дискретним чином зі знаменником геометричної прогресії $V_0 \approx 0,26525$.

Найбільша величина швидкості рівна

$$V_{max} = V_0(2^n - 1) = 0,26525 \cdot (2^5 - 1) = 0,26525 \cdot 31 = 8,22 \left(\frac{\text{мм}}{\text{с}} \right).$$

Табл. 1

№ п/п	ем7 $16f_0$	ем6 $8f_0$	ем5 $4f_0$	ем4 $2f_0$	ем3 f_0	f	V $= \frac{4 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	1	f_0	$V_0 = \frac{4 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
2	0	0	0	1	0	$2f_0$	$2V_0 = \frac{8 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
3	0	0	0	1	1	$3f_0$	$3V_0 = \frac{12 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
4	0	0	1	0	0	$4f_0$	$4V_0 = \frac{16 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
5	0	0	1	0	1	$5f_0$	$5V_0 = \frac{20 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
6	0	0	1	1	0	$6f_0$	$6V_0 = \frac{24 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
...
...
...
...
29	1	1	1	0	1	$29f_0$	$29V_0 = \frac{116 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
30	1	1	1	1	0	$30f_0$	$30V_0 = \frac{120 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$
31	1	1	1	1	1	$31f_0$	$31V_0 = \frac{124 \cdot \alpha \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi D^2}$

Щоб розширити межі величин швидкостей, потрібно включити в схему приводу, для прикладу, додатковий розрядний замикаючий гідророзподільник з прохідним отвором дросельної розрядної шайби $f_b = 32 \cdot f_0$. В такому випадку найбільша величина швидкості руху рівна

$$V_{max} = V_0(2^n - 1) = V_0 \cdot (2^6 - 1) = 63 \cdot V_0 = 63 \cdot 0,26525 = 16,71 \left(\frac{\text{мм}}{\text{с}}\right).$$

Для гарантуванні спершу швидкісного переміщення (при відсутності навантаження), а опісля відтворення робочої швидкості подачі, потрібно по закінченні руху гайки 8 в необхідне положення від'єднати електричний магніт ем2 гідравлічного розподільника Р2 від джерела струму. Водночас мастило із порожнини b виштовхується крізь гідророзподільник замикаючий Р2, дросельний елемент Д3 та клапан зворотний ЗК4, що гарантує швидкісне переміщення свердлувального інструменту 16. А для відтворення робочої швидкості подачі потрібно надіслати електричний сигнал на електричний магніт ем2, внаслідок чого гідророзподільник Р2 зміститься та замкне потік мастила крізь клапан зворотний ЗК4 та дросельний елемент Д3. Відповідно, опісля зміни положення гідророзподільника замикаючого Р2 мастило від порожнини b надходитиме крізь потоковий регулятор мастила 24 до гідравлічної порожнини акумулятора A_k , що і дозволяє гарантувати сталу швидкість подачі свердлувального інструменту 16 не зважаючи на величину навантаження.

Після виходу свердлувального інструменту 16 у відповідну позицію електричний магніт ем1 від'єднується від джерела струму і пневморозподільник Р1 перемикається, в результаті порожнина a підключається до атмосфери крізь клапан зворотний ЗК1, дросель Д2 та пневморозподільник Р1, а до порожнини b подається мастило крізь клапан зворотний ЗК3, дросель Д4 та гідророзподільник Р2 внаслідок впливу живлячого тиску в пневматичній порожнині c акумулятора A_k . Рівночасно до ЕКД надходять електричні імпульси управління, що змушують гайку 8 рухатися в нове положення, та в потоковий регулятор 24 до електричних магнітів ем3-ем7 поступає комбінація кодових сигналів управління, що дозволяє завчасно задати нову необхідну швидкість подачі.

Висновки:

Даний пристрій осьового руху двигун-шпинделя автономно гарантує необхідне значення швидкості подачі та вихід у задану позицію. Водночас пристрій може гарантувати велику точність виходу в необхідну позицію свердлувального інструменту та чималий обсяг швидкостей подач. Значення дискретності приводу знаходиться за формулою

$$Z_0 = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{\text{ГВ}} \cdot k$$

де $t_{\text{ГВ}}$ – крок гвинта; φ_0 – дискретність електричного малопотужного крокового мотора; k – кількість заходів гвинта.

Для прикладу, при $k = 1$; $\varphi_0 = 1,8^\circ$; $t_{\text{ГВ}} = 2\text{мм}$

$$Z_0 = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 = 0,01 \text{ (мм)}.$$

Цей пристрій повністю автономний та не містить в своїй структурі габаритні та важкі коробки подач та коробки швидкостей. Зусилля руху подачі контролюється за допомогою редукційного клапану тиску. Пристрій відмінний тим, має не складну системи управління, а також володіє захистом від небажаного перевантаження. Зміна положення свердлувального інструменту внаслідок впливу пневматичного тиску попереджує появу жорстких ударів та гарантує плавність переміщення, в результаті покращується надійність та стійкість свердлувального інструменту.

7. Конструкція пристрою осьового руху двигун-шпинделя

Пристрій осьового руху двигун-шпинделя використовується задля лінійної вертикальної зміни положення свердлувального інструменту, з необхідною швидкістю та на відповідну величину, шляхом переміщення вихідної ланки приводу.

На рисунку 11 зображено конструкцію пристрою осьового руху двигун-шпинделя.

Пристрій осрової зміни положення двигун-шпинделя вміщує в собі циліндричне тіло 1, де розташований поршень 2 разом із робочим елементом 3. Робочий гвинт 5 розташовується концентричним чином в циліндричній розточці 4 робочого елемента 3. На внутрішній циліндричній площині робочого елемента 3 також виготовлені шліцеві фрагменти 7, котрі взаємодіють, та надають можливість осьового переміщення, з аналогічними шліцевими фрагментами на гайці 6, котра накручена на робочий гвинт 5. Для локалізації меж руху гайки 6, в робочому елементі 3 та на робочому гвинті 5 приєднані лімітери переміщення 9 та 8, співвідносно. В закривці 11 зафіксована від осьового руху, та зі здатністю виконувати обертові рухи, хвостова частина 10 робочого гвинта 5. Від незапрограмованого переміщення робочого гвинта 5 вправо захищає лімітер 13, котрий зроблений на подібі двох півкілець, а від переміщення вліво – фланець 12. До електричного малопотужного крокового мотора (ЕКД)17 приєднаний край хвостової частини 10 завдяки вихідній ланці 16, втулці 15, та шпонковому фрагменту 14. За допомогою шпильок 19 та 20 до торцевих поверхонь циліндричного тіла 1 закріплюються закривка задня 11 та закривка передня 18.

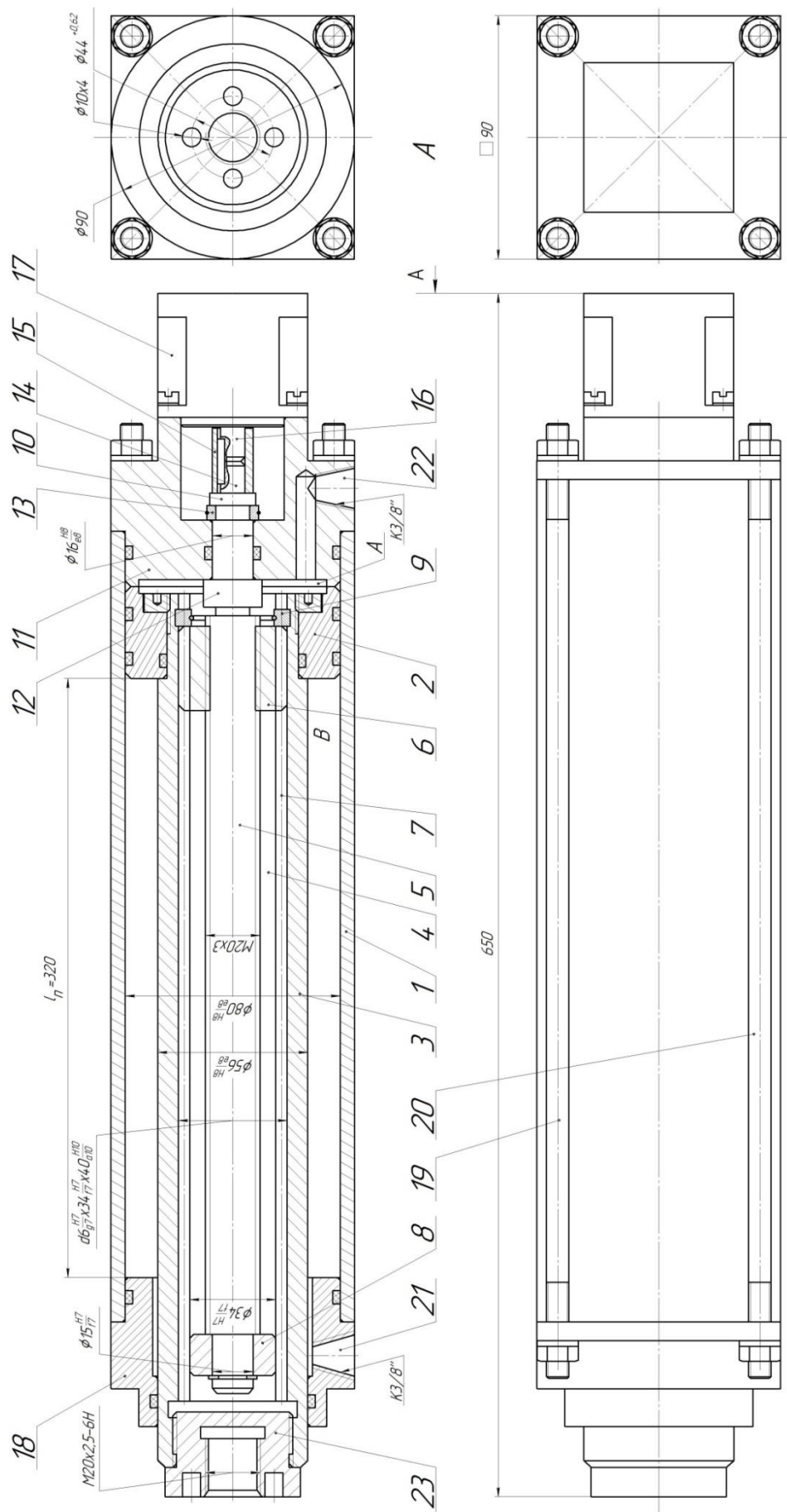


Рис. 11 Конструкція пристрою осевого руху двигун-шпинделя.

Живлячий тиск подається крізь шляхи 22 та 21, з різьбовими з'єднаннями К3/8'', до герметичних порожнини *A* і *B*, котрі виникають завдяки поршню 2, зовнішній площині робочого елементу 3, торцевим площинам закривок 18, 11 та внутрішній площині тіла 1. До торцевої поверхні робочого елементу 3 закручується гайка 23 із різьбою М20, що дозволяє прикріплювати різні елементи конструкції, наприклад поводок чи супорт.

Суть роботи пристрою заключається в наступному. В початковому стані порожнина *A* підключена до відводу (атмосфера), а до порожнини *B* надходить живлячий тиск крізь шлях 21. Поршень 2 переміщується в крайнє праве положення (за схемою) поки не впирається в закривку 11 внаслідок впливу живлячого тиску в порожнині *B*. Електричний малопотужний кроковий мотор (ЕКД)17 від'єднаний від джерела струму, водночас гайка 6 взаємодіє з лімітером 9, тобто займає своє крайнє праве положення (відповідно до схеми). Вихідна ланка 16 взаємодіє з робочим гвинтом 5 і вони одночасно виконують обертальні рухи після надходження електричних імпульсів управління до ЕКД17. В результаті оберткових рухів робочого гвинта 5 гайка 6 виконує зміщення вліво (відповідно до схеми) по шліцевим фрагментам 7 робочого елементу 3. Числове значення зміни положення гайки 6 знаходиться за допомогою рівняння:

$$X = \frac{\varphi_0}{360} \cdot t_{\text{гв}} \cdot k_1 \cdot n_{\text{ім}},$$

де $n_{\text{ім}}$ – кількість електричних імпульсів управління оброблених ЕКД17; $t_{\text{гв}}$ – крок гвинта 5; φ_0 – дискретність електричного малопотужного крокового мотора 17 (найменший кут повороту вихідної ланки 16); k – кількість заходів гвинта 5.

Коли гайка 6 зайняла необхідне положення порожнина *B* підключається до відводу (атмосфера), а до порожнини *A* надходить живлячий тиск. Поршень 2 із робочим елементом 3 переміщуються вліво поки не зіштовхнуться з гайкою 6, внаслідок впливу тиску в порожнині *A*. Швидкість переміщення робочого елементу 3 вліво корегується потоковим регулятором витрати мастила (зображений на принциповій схемі приводу). По закінчення необхідної

технологічної операції надходить вказівка на зворотній рух, порожнина *A* підключається до відводу, а до порожнини *B* надходить живлячий тиск.

При переміщенні робочого елемента 3 в своє вихідне положення (праворуч) до електричного малопотужного крокового мотора ЕКД17 надсилаються електричні імпульси управління, в результаті чого гайка 6 рухається в нове необхідне положення відповідно до технологічного маршруту. По закінченню операції оброблення послідовних отворів, відповідно до завдання, надходить вказівка на відпрацювання чергового переміщення.

Отже, даний привод має можливість гарантувати точне переміщення в необхідне положення, з відповідним зусиллям та заданою швидкістю подачі.

8. Схема розрахункова пристрою подачі двигун-шпинделя в осьовому напрямку

На рисунку 12 відображена схема розрахункова пристрою подачі двигун-шпинделя в осьовому напрямку верстата радіально-свердлильного.

Схема розрахункова пристрою подачі двигун-шпинделя в осьовому напрямку верстата радіально-свердлильного утворена із свердлувального інструменту 2, котрий розміщується в двигун-шпинделю 1, який, в свою чергу, розташовується в направляючій 3 для реалізації осьового переміщення. В тілі 6 робочий елемент 5 закріплений жорстким чином з двигун-шпинделем 1 завдяки поводку 4. На внутрішній площині циліндричній поршня 7 виготовлені шліцеві фрагменти 10, з якими взаємодіє гайка 9, на зовнішніх площадках якої теж виготовлені шліцеві фрагменти, що дозволяє їй переміщуватись в осьовому напрямленні. В свою чергу, гайка 9 накручена на робочий гвинт 8, котрий розташований концентричним чином у розточенні осьовому поршня 7 та вихідної ланки 5. Кроковий малопотужний електричний мотор (ЕКД) 14 вихідним стержнем 13 підключений до робочого гвинта 8 за допомогою муфти, що дозволяє перенаправляти крутні моменти на хвостову частину 11 робочого гвинта 8, котра захищена від руху в осьовому напрямленні закривкою 12. Робочі порожнини герметичні *a* і *b* виникають завдяки поршню 7 з робочим елементом 5 та тіла 6. Крізь пневморозподільник Р2 та фільтрувальний елемент Ф робочий живлячий тиск від насоса Н надходить до порожнини *b*. В порожнину *a* живлячий тиск також надходить від насоса Н крізь фільтрувальний елемент Ф, пневморозподільник Р2, гідророзподільники Р3, Р1, клапан зворотний ЗК1 та дросельний елемент Др2. Під час швидкого ходу мастило із порожнини *a* тіла 6 виштовхується крізь розподільники Р1, Р2 на злив. А під час виконання робочої подачі мастило з порожнини *a* виштовхується на злив крізь розподільник Р2, клапан зворотний ЗК2, а також потоковий прилад керування (регулятор) РПР.

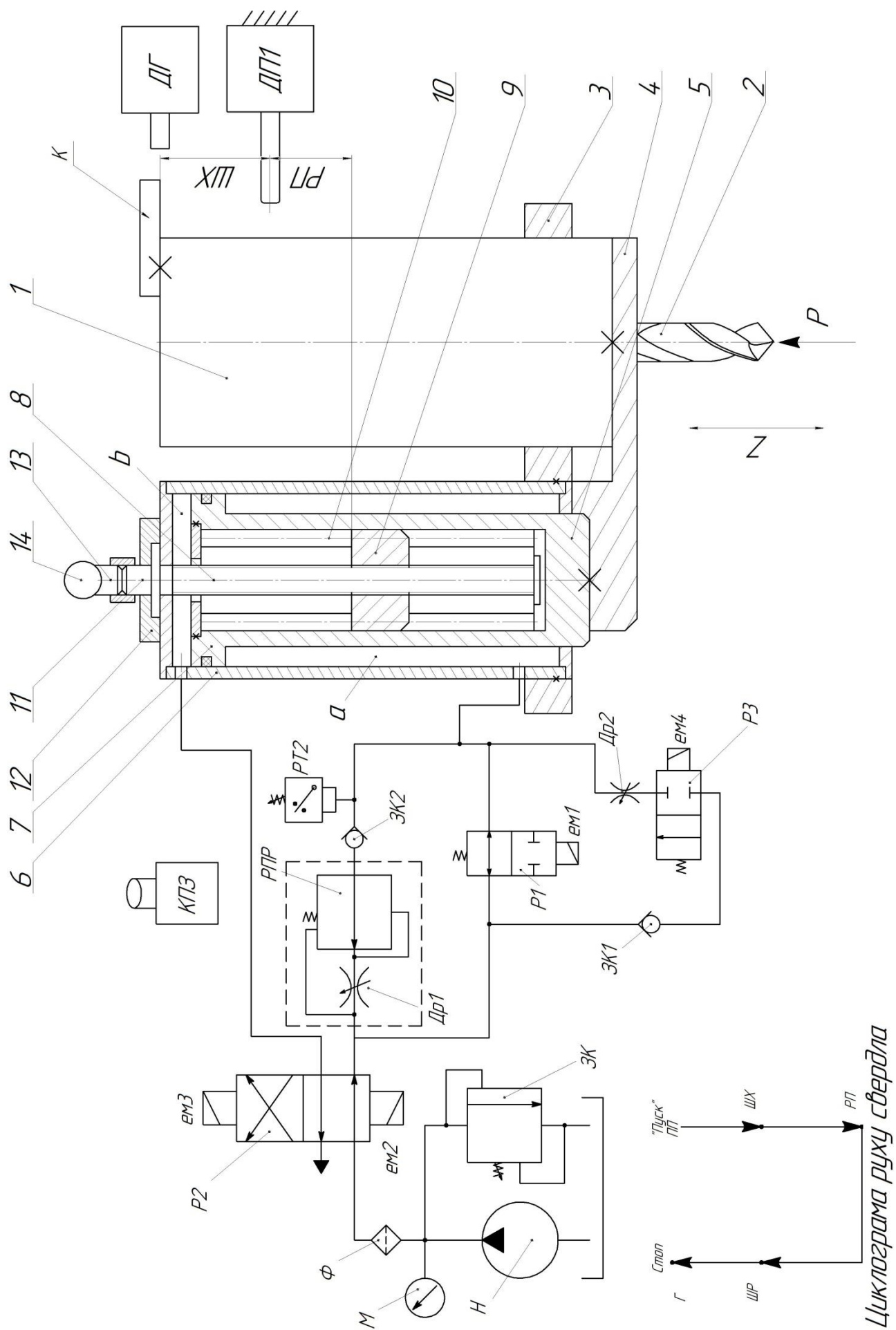


Рис. 12 Схема розрахункова приводу осьового переміщення свердла

Також є можливість управління швидкістю зупинення двигун-шпинделя за допомогою дросельного елемента Др2, оскільки наприкінці руху поршня 7 з робочим елементом 5 у верхнє положення мастило до порожнини *a* надходить саме крізь дросель Др2. Змінення швидкого ходу ШХ на робочу подачу РП здійснюється завдяки індикатору ДП1. При русі двигун-шпинделя догори індикатор ДГ надсилає вказівку на зменшення швидкості переміщення. Початок роботи та вихід пристрою з початкової позицій задається кнопкою запуску КПЗ. По закінченню виконання необхідного циклу поршень 7 дотикається до закривки, виконує зупинення, а потім надається вказівка на відпрацювання нового циклу.

Відповідно до прийнятої циклограми опишемо відпрацювання пристрою. Для відтворення швидкого руху свердлувального інструменту 2 з двигун-шпинделем 1 донизу, після включення кнопки «Пуск» КПЗ в пневморозподільник Р2 на електричний магніт ем3 потрапляє електрична напруга і розподільник переміщується донизу (за схемою), порожнина *a* сполучається зі зливом крізь розподільники Р1, Р2, а в порожнину *b* тіла 6 під тиском надходить мастило. Під час руху двигун-шпинделя 1 донизу за допомогою кулачка К відбувається вплив на індикатор ДП1, який направляє струм до розподільника Р1 в електричний магніт ем1, котрий виконує зміщення та замикає шлях і мастило від порожнини *a* виштовхується крізь потоковий регулятор РПР до зливу, а дросельним елементом Др1 коректується робоча подача. Значення зміни положення двигун-шпинделя 1 із свердлувальним інструментом 2 в осьовому напрямленні управляється за допомогою руху гайки 9.

За наступною формулою вираховується значення зміни положення гайки 9:

$$Z = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{\text{гв}} \cdot n_{\text{ім}},$$

де $n_{\text{ім}}$ – кількість оброблених імпульсів управління електричним малопотужним мотором 14; $t_{\text{гв}}$ – крок гвинта 8; φ_0 – дискрета електричного малопотужного крокового мотора 14 ($\varphi_0 = 1,8^\circ$).

У порожнині *a* тиск зменшується та стає атмосферним коли поршень 7 виконає рух до зупинення на гайці 9, водночас реле тиску РТ2 виконає

переключення; від реле в пневморозподільник Р2 на електричний магніт ем2 надходить електричний струм, він зміщується догори (за схемою) і мастило під тиском потрапляє до порожнини *a* тіла 6, від насоса Н, крізь розподільник Р1, завдяки чому виконується швидкий реверс догори двигун-шпинделя 1 разом із свердлувальним інструментом 2.

Наприкінці реверсного переміщення кулачок К взаємодіє з індикатором зупинення ДГ, котрий надсилає сигнал до розподільників Р1,Р3 в електричні магніти ем1, ем4, внаслідок чого виконується їх переключення, а мастило рухаючись під тиском від насоса Н до порожнини *a* надходить до дросельного елементу Др2, котрим регулюється величина швидкості руху догори свердлувального інструменту 2.

8.1. Розрахунок пристрою осьової подачі двигун-шпинделя

Циклограма переміщення та вихідні дані

Табл. 2

Передостаннє число	Ланцюг переміщення основного циліндра	Характеристика функціонування гідравлічної системи	Зворотний золотник	Присутність розвантаження насоса при відсутності руху
1	2	3	4	5
0		Живлення відбувається від єдиного насосу. Пристрій гарантує самостійне відтворення циклу	3 електричним управлінням	Не наявне

В таблиці 2 наявні скорочення мають такі значення: ПП – початкова позиція, ШХ – швидкий хід, РП – робоча подача, ШР – швидкий реверс, Г - гальмування. Вихідні дані:

1. Вид розподільника – зворотний золотник з електричним управлінням.
2. Настроювач швидкості робочого ходу – дросель з настроювачем, вбудований на вході.
3. Фільтрувальний елемент вбудований поперед дроселя з настроювачем.

Як робоча рідина приймають мінеральне індустріальне масло 20 із середньою кінематичною в'язкістю $\eta = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Відповідно до циклограми опрацьована принципова розрахункова схема (рисунк 12).^[9]

Вид та габарити частин гідравлічного обладнання вказуються по закінченню їх селекції.

Вихідні дані:

$$P=12000 \text{ Н}$$

$$\rho=26 \text{ Н/м}^2 \cdot 10^5$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,7$$

$$\text{ШХ}=\text{ШР}=13 \text{ м/с} \cdot 10^{-2}$$

$$\text{РП}=0,75 \text{ м/с} \cdot 10^{-2}$$

$$S=0,3 \text{ м}$$

$$s_p=0,1 \text{ м}$$

$$l_1 = 4,5 \text{ м}$$

$$l_2 = 5 \text{ м}$$

8.2. Процедура статичного обчислення гідравлічної системи

1. Обчислюємо діаметр поршня робочого пристрою D , завдяки відомому розрахунковому тиску $p = 2,6$ МПа, навантаженню $P = 12000$ Н, а також беремо до уваги механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{мех}} = 0,7$.

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_{\text{мех}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{\pi \cdot 26 \cdot 10^5 \cdot 0,7}} = 0,09162 \text{ м.}$$

А отриманий результат округлюємо до мінімально можливої величини, яка більша за отримане число, щоб виключити можливість поломки приводу, з нормального списку 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 150 мм.

$$D = 100 \text{ мм}$$

2. Знаходимо найменшу потрібну величину P_{min} в основній камері пристрою:

$$P_{\text{min}} = \frac{4P}{\pi D^2 \eta_{\text{мех}}} = \frac{4 \cdot 12000}{\pi \cdot 0,01 \cdot 0,7} = 21,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

3. Далі, враховуючи навантаження, розташування в ньому гвинта з гайкою та максимальне значення переміщення пристрою, підбираємо діаметр вихідного штока $d = (0,4 \dots 0,5) \cdot D = 50$ мм, потім виконуємо округлення до найбільш придатної нормальної величини, що підбирається зі списку 20, 25, 32, 40, 50, 60, 70, 80, 90 мм.

4. Прогнозуються витрати рідини на шляху нагнітання Q_{max} , завдяки відомій швидкості переміщення швидкого (холостого) ходу $V_{\text{ш.х.}}$:

$$Q_{\text{max}} = \frac{\pi D^2}{4} V_{\text{ш.х.}} = \frac{\pi \cdot 0,01 \cdot 13 \cdot 10^{-2}}{4} = 10,21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 61,26 \text{ л/хв}$$

5. Підбираємо типорозмір, і також продуктивність насоса, у відповідності до витрат Q_{max} та беручи до уваги ймовірні протікання. Надаємо перевагу Г11-24, котрий має такі характеристики: ефективний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{еф}} = 0,82$; частість оборотів приводного мотора $n = 1450$ об/хв; найбільший робочий тиск 3,2 МПа; продуктивність $Q_{\text{нас}} = 70 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$.

6. Підбираємо золотник напірний згідно з продуктивністю насоса $Q_{\text{нас}}$.

Надаємо перевагу клапану запобіжному із переливним золотником Г52-14, котрий має пропускну здатність 3-70 л/хв.

7. Далі виконуємо підбір фільтра, за умови фільтрування ним усього потоку робочої рідини та інсталюванні його на шляху подачі рідини, також підбираємо золотник двоходовий разом із клапаном зворотним та золотник реверсивний, опираючись на значення витрат Q_{max} .

Надаємо перевагу золотнику двоходовому разом із клапаном зворотним виду Г74-34, а також реверсивний золотник із гідравлічним управлінням ПГ72-14.

8. Обчислюємо діаметр трубопроводу $d_{т1}$ на шляху підводу за допустимою швидкістю $V_{доп}$ та значенням витрати Q_{max} . При цьому слід враховувати, що для напірної магістралі радиться обирати $V_{доп} = 3 - 3,5 \frac{м}{с}$ під дією тиску $25 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}^2$; $V_{доп} = 4 - 5 \frac{м}{с}$ під дією тисків $50 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

$$d_{т1} = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{\pi V_{доп}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,21 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 5}} = 1,61 \cdot 10^{-2} = 16,1 \text{ мм.}$$

Розрахований діаметр округлюємо до найбільш придатної нормальної величини, що підбирається зі списку 4, 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25 мм.

Обираємо $d_{т1} = 20 \text{ мм.}$

9. Розраховуємо витрати на шляху зливу під час швидкого ходу:

$$Q_{зл.мах} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} V_{ш.х.} = \frac{\pi(0,1^2 - 0,05^2)}{4} 13 \cdot 10^{-2} = 0,0007657 \approx \\ \approx 7,66 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 45,96 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

10. Виконується підбір фільтра, за умови фільтрування ним усього потоку робочої рідини та інсталюванні його на шляху відводу (зливу) робочої рідини, завдяки значенню витрати $Q_{зл.мах}$. Розраховується діаметр трубопроводу зливного за допомогою допустимої швидкості зливу $V_{доп.зл.}$ та значенню витрати $Q_{зл.мах}$, при цьому радиться $V_{доп.зл.} = 1,5 - 2,5 \text{ м/с.}$

$$d_{т2} = \sqrt{\frac{4Q_{зл.мах}}{\pi V_{доп.зл.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,66 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 2,5}} = 0,0197 = 1,97 \cdot 10^{-2} = 19,7 \text{ мм.}$$

Розрахований діаметр округлюємо до найбільш придатної нормальної величини, що підбирається зі списку 4, 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25 мм.

Обираємо $d_{т2} = 20$ мм.

11. Розраховуємо рідинні витрати на шляху підводу Q_1 і Q_2 під час робочого переміщення (робоча подача):

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} V_P = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} 0,75 \cdot 10^{-2} = 0,5887 \cdot 10^{-4} = 3,53 \text{ л/хв}$$

$$Q_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} V_P = \frac{\pi(0,1^2 - 0,05^2)}{4} 0,75 \cdot 10^{-2} = 0,4415 \cdot 10^{-4} = 2,65 \text{ л/хв}$$

12. Далі підбираємо регулятор, та фільтрувальний елемент, якщо він інстальований поперед дроселя, відповідно до розміщення в структурі приводу за однією з витрат (Q_1 або Q_2).

Надаємо перевагу фільтрувальному елементу пластинчастому виду 0,08Г41-12, та дроселю з контролером виду Г55-21.

13. Розраховуємо реальні значення швидкості робочої рідини в трубопроводах під час виконання робочого переміщення:

$$V_1 = \frac{4Q_1}{d_{т1}^2} = \frac{4 \cdot 0,5887 \cdot 10^{-4}}{0,02^2} = 0,5887 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_2 = \frac{4Q_2}{d_{т2}^2} = \frac{4 \cdot 0,4415 \cdot 10^{-4}}{0,02^2} = 0,4415 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

14. Розраховуємо устрій в трубопроводах тиску робочої рідини на шляхах відводу (зливу) та підводу за числом Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{V_1 d_{т1}}{\nu} = \frac{0,588 \cdot 0,02}{2 \cdot 10^{-5}} = 588;$$

$$Re_2 = \frac{V_2 d_{т2}}{\nu} = \frac{0,441 \cdot 0,02}{2 \cdot 10^{-5}} = 441,$$

де $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість мастила.

15. Знаходимо коефіцієнт тертя для робочої рідини відповідно до режимів переміщення:

$$\lambda_{1,2} = \frac{64}{Re} - \text{для ламінарного режиму;}$$

$$\lambda_{1,2} = \frac{0,3164}{Re \cdot 0,25} - \text{для турбулентного режиму.}$$

Оскільки, течія ламінарна, то:

$$\lambda_{1,2} = \frac{64}{Re} = 0,1088 \dots 0,1451 \text{ (підвід/відвід).}$$

16. Під час робочого переміщення для шляхів відводу та підводу по всій величині трубопроводу обраховуємо втрати сили тиску на тертя:

$$\Delta P_{L1} = \lambda_1 \frac{L_1 V_1^2}{d_{T1} \cdot 2g} \gamma = 0,1088 \cdot \frac{4,5 \cdot 0,59^2}{0,02 \cdot 2 \cdot 9,8} 9,2 \cdot 10^3 = 3,48 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta P_{L2} = \lambda_2 \frac{L_2 V_2^2}{d_{T2} \cdot 2g} \gamma = 0,1451 \cdot \frac{5 \cdot 0,44^2}{0,02 \cdot 2 \cdot 9,81} 9,2 \cdot 10^3 = 3,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2,$$

де L_1 і L_2 – величина трубопроводу; $\gamma=9,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$ – питома вага оливи мінеральної;

17. Обраховуємо втрати рідини в локальних підтримках під час робочого переміщення пристрою. В таблицях типорозмірів гідропрстроїв наведені втрати тиску, при цьому значення втрат надані для найбільших витрат робочої рідини крізь гідропрстрої. Значення з таблиць необхідно переобчислити, оскільки витрати рідини обмежені під час робочого переміщення, за формулами:

$$\Delta P_{M1} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 - \text{для пристрою на шляху підводу};$$

$$\Delta P_{M2} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_2}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 - \text{для пристрою на шляху відводу}.$$

У золотнику реверсивному:

$$\Delta P_{M1} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 = 2 \left(\frac{3,53}{70} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

У фільтрувальному елементі:

$$\Delta P_{M1} = \Delta P_{M_{\text{табл}}} \left(\frac{Q_1}{Q_{\text{табл}}} \right)^2 = 1 \left(\frac{3,53}{8} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,194 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

У дроселі з контролером: $\Delta P_{M1} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

У золотнику реверсивному:

$$\Delta P_{M_2} = \Delta P_{M_{\text{табл.}}} \left(\frac{Q_2}{Q_{\text{табл.}}} \right)^2 = 2 \left(\frac{2,65}{70} \right)^2 \cdot 10^5 = 0,0029 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

До уваги беруться втрати тиску рідини виключно в пристроях, крізь котрі переміщується робоча течія рідини під час переміщення привода із величиною швидкості робочої подачі. Втрати під час робочої подачі для дроселів необхідно визначати так: $\Delta p_{\text{в.др.}} = (2 \dots 3) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

18. Розраховуємо втрати тиску рідини сумарні на шляхах відводу $\Delta p_2 = \Delta p_{L_2} + \sum \Delta p_{M_2}$ та підводу $\Delta p_1 = \Delta p_{L_1} + \sum \Delta p_{M_1}$.

На шляху відводу (зливу):

$$\Delta p_2 = \Delta p_{L_2} + \sum \Delta p_{M_2} = (0,03 + 0,0029) = 0,033 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

На шляху підводу:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{L_1} + \sum \Delta p_{M_1} = (0,03 + 0,005 + 0,194 + 2) = 2,23 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

19. Беручи до уваги різницю ефективних площ в камерах циліндра, до робочої камери приведені втрати сумарні на шляху відводу рідини :

$$\Delta p_{2 \text{ прив.}} = \Delta p_2 \frac{D^2 - d^2}{D^2} = 0,033 \frac{0,1^2 - 0,05^2}{0,1^2} = 0,025 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

20. Знаходимо робочий тиск на який має налаштовуватись золотник напірний:

$$P_{\text{роб}} = P_{\text{min}} + \Delta P_1 + \Delta P_{2 \text{ прив.}}$$

$$P_{\text{роб}} = 21,8 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} + 2,23 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} + 0,025 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 24,05 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

21. Обчислюємо потужність мотора приводного насоса, кВт:

$$N = \frac{P_{\text{роб}} Q_{\text{нас}}}{\eta_{\text{еф}}} = \frac{24,05 \cdot 10^5 \cdot 0,9}{0,82} = 2,6 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{еф}}$ – загальний (ефективний) коефіцієнт корисної дії насоса.

22. Далі виконується підбір поодиноких елементів пристрою, котрі необхідні за схемою, відповідно до порад, котрі дані в методичних рекомендаціях з побудови схем.

Надаємо перевагу золотнику виду Г74-21 задля управління золотником реверсивним; задля припинення руху пристрою у початковій позиції надаємо перевагу крану управління Г71-21; задля зняття навантаження тиску з структури приводу беремо кран Г71-11.

8.3. Порядок динамічного обчислення пристрою подачі свердла

1. Обчислення динамічних характеристик виконавчих гідроприводів передбачає знаходження прискорення, руху та швидкості відповідної частини верстата (свердлувальний інструмент та двигун-шпиндель), що підпорядковується характеру та величині сили тертя, основного навантаження, устрій роботи, а також частин гідравлічної структури та конструкційних форматів виконуючих приводів.

Параметри динамічні приводу знаходяться шляхом розрахунку співвідношення переміщення робочого елементу виконавчого приводу разом із наданою масою m

$$m \frac{dz^2}{dt^2} + \left[\frac{\gamma \cdot F_1^3}{2g(\alpha_1 \cdot f_1)^2} + \frac{\gamma \cdot F_2^3}{2g(\alpha_2 \cdot f_2)^2} \right] \cdot \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 - p_n \cdot F_1 + \\ + (P + R) + C_1 \frac{dz}{dt} + C_2 \cdot P(t) = 0,$$

де C_1 і C_2 – коефіцієнти пропорційності; $C_1 \frac{dz}{dt}$ – сила в'язкого тертя; p_n – тиск робочої рідини, котра надходить від насосу; g – пришвидження, яке отримує тіло, рухаючись під впливом сили тяжіння; F_2 і F_1 – робочі площини поршня з боку камери відводу та робочої камери, співвідносно; m – зведена до робочого елементу маса пересувних деталей, а також рідини робочої в трубопроводах та гідравлічному циліндрі; $C_2 \cdot P(t)$ – перемінна частина корисного навантаження; R , P – константні складові сил тертя та навантаження, співвідносно; α_2 і α_1 – коефіцієнти витрати шляхів відводу та підводу; γ – вага робочої рідини в одиниці об'єму; z – величина зміни положення поршня в даний момент часу.

2. За наступною формулою знаходяться коефіцієнти витрати на шляхах відводу та підводу:

$$\alpha_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{\sum \lambda \frac{t_1}{d_1} + \sum \beta \xi_i}},$$

де β – перевідний коефіцієнт; ξ – коефіцієнт локальних втрат.

3. За наступним співвідношенням вираховується зведена до поршня маса пересувних елементів та робочої рідини в середині гідравлічного циліндра та трубопроводах.

$$m = m_{\pi} + m_p = m_{\pi} + \frac{\gamma}{2f} \sum f_i l_i \left(\frac{D}{d_i}\right)^2,$$

де m_{π} – маса поршня, а також пересувних елементів робочого привода; d_i , D – діаметри i -тої ділянки трубопроводу і поршня, співвідносно; f_i та l_i – величина i -того відрізка трубопроводу та площа поперечного перерізу, співвідносно.

4. В об'єднаному виді зведене співвідношення переміщення поршня вирішення не має. Дане рівняння можливо обрахувати завдяки методам числового інтегрування із застосуванням ЕОМ.

Але, відношення можливо розв'язати в об'єднаному виді, за умови коли з максимальними хибками сили тертя, котрі є несуттєво змінними або постійними, та робоче навантаження дозволено переміняти на окремі константи R_{cp} та P_{cp} . Назначаючи

$$\frac{\gamma \cdot F_1^3}{2g(\alpha_1 \cdot f_1)^2} = a, \quad \frac{\gamma \cdot F_2^3}{2g(\alpha_2 \cdot f_2)^2} = b, \quad p_n \cdot F_1 - (P_{cp} + R_{cp}) = c$$

Та не беручи до уваги перемінні частини $C_2 \cdot P(t)$ та $C_1 \frac{dz}{dt}$, співвідношення можливо привести до виду

$$m \frac{dz^2}{dt^2} + (a + b) \cdot \left(\frac{dz}{dt}\right)^2 - c = 0.$$

Розв'язанням цього співвідношення:

Зміна положення поршня

$$z = \frac{m}{a + b} \ln ch \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a + b)ct} \right];$$

швидкість зміни положення поршня

$$z' = \sqrt{\frac{c}{a + b}} th \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a + b)ct} \right];$$

пришвидження поршня в початковий момент переміщення

$$z'' = \frac{c}{mch^2 \left[\frac{1}{m} \sqrt{(a+b)ct} \right]}.$$

Подати значення пришвидшення, швидкості та зміни положення поршня гідравлічного циліндра через силу опору переміщення, активний тиск та його геометричні характеристики, можливо при підставленні формул a , b , c в ті співвідношення.

5. У випадку коли пришвидшення $\frac{d^2z}{dt^2} = 0$ можливо обрахувати величину введеної швидкості завдяки формулі:

$$z'_y = \sqrt{\frac{c}{a+b}}.$$

6. Запровадимо допоміжні позначення константних чисел задля комфортного розрахунку та визначення гіперболічних функцій ch і th :

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} \sqrt{(a+b)ct} &= k_1; & \sqrt{\frac{c}{a+b}} &= k_3; \\ \frac{m}{a+b} &= k_2; & \frac{c}{m} &= k_4. \end{aligned}$$

Звідси

$$z = k_2 \ln ch k_1 t;$$

$$z' = k_3 th k_1 t;$$

$$z'' = k_4 \frac{1}{ch^2 k_1 t}.$$

8. Проводимо розрахунок значень x , \dot{x} , \ddot{x} , використовуючи надані співвідношення в різні моменти часу t . При знаходженні значень для стартового відрізка переміщення обчислення доречно виконувати протягом інтервалу часу 0,01 секунди (від $t = 0$ до сталого переміщення, при якому $\dot{x}_4 = const$). На решті відрізків шляху – протягом 0,1 – 0,2 с. Розрахунки заносяться до таблиці.

9. Відповідно до отриманих результатів обчислень створюються суміщені графіки залежностей $x = y(t)$; $\dot{x} = y(t)$; $\ddot{x} = y(t)$, а також наводиться їх аналіз.

8.4. Порядок обчислення шліцевої пари

Бокові площини зубів шліцевого спряження виконують роботу на зминання, а їх основна частина працює на згин та на зріз.

Обчислення зминання виконується за формулою:

$$\sigma = \frac{8 \cdot M_{кр} \cdot 10^3}{\varphi \cdot Z(D - d - 2 \cdot f)(D + d)l_p} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $[\sigma_{зм}]$ – максимально допустиме напруження на зминання; f – величина фаски по всій довжині шліца, мм; $\varphi = 0,75$ – коефіцієнт усереднення; l_p – робоча довжина шліців, мм; D, d і z – зовнішній, внутрішній діаметри і число шліцевих елементів.

Обчислення шліцевого з'єднання

Початкові дані для обчислення:

$[\sigma_{зм}] = 30$ МПа; $f = 1$ мм; $D = 40$ мм; крутний момент ЕКД - $M_{кр} = 8$ Н · м; $l_p = 40$ мм; $d = 36$ мм; $\varphi = 0,75$; $z = 8$.

Знаходження напруженого стану зминання шліцевих елементів

$$\begin{aligned}\sigma_{зм} &= \frac{8 \cdot M_{кр} \cdot 10^3}{\varphi \cdot Z(D - d - 2f)(D + d)l_p} = \\ &= \frac{8 \cdot 8 \cdot 10^3}{0,75(40 - 36 - 2) \cdot (40 + 36) \cdot 30} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10^3}{36480} = 1,754 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right) \\ \sigma_{зм} &= 1,754 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} < [\sigma_{зм}] = 30 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\end{aligned}$$

Отже, напружений стан зминання суттєво нижчий за максимально допустиме напруження. Тому можна стверджувати, що електричний кроковий двигун відпрацьовує виключно зміну положення гайки, не беручи до уваги навантаження.

I. Порядок та обчислення гвинтової пари.

1. Колова швидкість гвинта:

$$V_t = \omega \cdot \frac{d_2}{2},$$

де d_2 – середній діаметр різьби; ω – кутова швидкість.

2. Кут підйому гвинтової смуги різьби:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2},$$

де $P_z = P \cdot Z$; P - крок різьби; Z – кількість заходів різьби.

3. Швидкість ходу гайки:

$$V = V_t \cdot \operatorname{tg} \psi = \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi.$$

4. Швидкість ковзання:

$$V_s = \frac{V_t}{\cos \psi} = \frac{\omega \cdot d_2}{2 \cos \psi}$$

5. Осьове зусилля:

$$F_0 = F_n \cdot \cos \delta,$$

де $\delta = \frac{\alpha}{2}$; α – кут профілю різьби; F_n – нормальна сила.

6. Сила тертя:

$$F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi),$$

де φ – приведений кут тертя.

7. Крутний момент на гвинті:

$$M_{\text{кр}} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2},$$

водночас швидкість та навантаження протилежні.

8. Повний обертовий момент на гвинті:

$$M_{\Pi} = M + M_{s0},$$

де M_{s0} – момент сил тертя на опорах гвинта.

9. Приведений кут тертя:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_s}{F_r \cdot \cos \delta} = \frac{f}{\cos \delta}.$$

Для пари матеріалів сталь-чавун $f = 0,15$; сталь-бронза $f = 0,1$; для трикутної різьби – $\delta = 30^\circ = \frac{\alpha}{2}$, а для упорної різьби – $\delta = 3^\circ$.

10. При навантаженні в одному напрямку:

$$M = F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi),$$

при $\varphi < \psi$; $M < 0$ – що означає, що під час впливу осьової сили на гайку, гвинт виконуватиме обертання.

11. Коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = \frac{P_1}{P_2},$$

де P_2 – потужність на гвинт; P_1 – потужність на гайці;.

12. $P_1 = F_0 \cdot V$; $P_2 = M \cdot \omega$ отже, з цього випливає:

$$\eta = \frac{F_0 \cdot V}{M \cdot \omega} = \frac{F_0 \cdot \omega \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \cdot \omega} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)},$$

водночас швидкості та сили є протилежними.

13. $\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi - \psi)}$ – в одну сторону сила і швидкість.

II. Обчислення гвинтової передачі на стійкість затиранню.

1. Стійкість на затирання:

$$p = \frac{F_0}{A},$$

де P – крок різьби; $Z_a = \frac{H}{P}$ – число витків; $A = \pi \cdot d_2 \cdot h \cdot Z_a$ – площа контакту;

H – висота гайки;.

2. Обставини стійкості затиранню:

$$p = \frac{F_0}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \psi_n \cdot \psi_H} \leq [p];$$

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_0}{\pi \cdot \psi_n \cdot \psi_H \cdot [p]}}$$

де $[p] = (12 \dots 15)$ МПа для матеріалів сталь-бронза; для різьби упорної $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; $\psi_n = 0,75$;

III. Обчислення гайки.

1. Обчислення витків на зрізання:

$$\tau_{зр} = \frac{F_0}{A_{зр}} = \frac{F_0}{\pi \cdot d \cdot H \cdot k},$$

де для бронзи - $[\tau_{зр}] = (45 \dots 50)$ МПа; для сталі - $[\tau_{зр}] = (25 \dots 30)$ МПа; k – коефіцієнт повноти різьб, котрий для упорної різьби – $k = 1$;

2. Обчислення тіла гайки на розтягання з крученням:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_0 \cdot \beta}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p],$$

де β – коефіцієнт, котрий включає закручення $\beta = 1,3$. D – діаметр зовнішній гайки;

3. Задля проектного розрахунку:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_0 \cdot \beta}{\pi[\sigma_p]} + d_2}; \quad [\sigma_p] = (35 \dots 45) \text{ МПа.}$$

IV. Обчислення тіла гвинта на розтягування (стиснення) з крученням.

1. Напруження розтягування:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot d^2}$$

2. Напруження від крутного моменту в різьбі:

$$\tau = \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d_1^3},$$

де $M = F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$; $\operatorname{tg} \varphi = \frac{f}{\cos \delta}$; $\delta = \frac{\alpha}{2}$.

Виходячи з 3-ї теорії міцності $\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$; $[\sigma] = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$

3. Обчислення гвинта на стійкість.

Найбільше критичне зусилля знаходиться за допомогою рівняння Ейлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\nu \cdot l)^2},$$

де запас стійкості $S_{ст} = \frac{F_{кр}}{F}$, $[S_{ст}] = 2,5 \dots 4$ - для вертикального гвинта, $[S_{ст}] =$

$3,5 \dots 5$ - для горизонтального гвинта; момент інерції $I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}$; $\nu \cdot l$ – приведена довжина $\geq (1,5 \dots 10) \cdot d_1$.

Обставини застосування рівняння Ейлера:

$\lambda \geq \lambda_{\text{гр}}$, гранична гнучкість $\lambda_{\text{гр}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{пц}}}}$, де $\sigma_{\text{пц}}$ – границя пропорційності сировини гвинта. Для сталей 40, 45, 50 гранична гнучкість $\lambda_{\text{гр}} = 90$. Тут гнучкість гвинта $\lambda = \frac{v \cdot l}{i}$, де радіус інерції $i = \sqrt{\frac{I}{A_1}}$; $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$;

8.5. Обчислення основного гвинта

Початкові дані:

Допустиме напруження - σ_T ; кількість заходів - $k = 1$; середній діаметр $d_2 = 0,0227$ м; зовнішній діаметр - $d = 0,024$ м; довжина робочої ділянки гайки - $0,04$ м; крок - $S = 0,002$ м; внутрішній діаметр $d_1 = 0,0218$ м; сила навантаження $Q = 400$ кг.

I. Обчислення на міцність.

1. Кут на який піднімається гвинтова смуга:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{\pi \cdot d_2} = \frac{0,002}{\pi \cdot 0,0227} = 0,028; \quad \beta = 1,5^\circ.$$

2. ККД:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} = \frac{0,028}{\operatorname{tg}(1,5^\circ + 7^\circ)} = \frac{0,028}{0,1494} = 0,187.$$

3. Максимально допустимі напруження в структурі гвинта:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{3,5} = \frac{70}{3,5} = 20 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} = 203,94 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

4. Обчислювальна площа поперечного перерізу:

$$F = 0,785 \cdot d_1^2 = 0,785 \cdot 0,0218^2 = 3,73 \text{ (см}^2\text{)}$$

5. Зведене напруження гвинта:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{пр}} &= \frac{Q}{F} \sqrt{1 + 1,6 \left(\frac{S}{\eta \cdot d_1} \right)^2} = \frac{400}{3,73} \sqrt{1 + 1,6 \left(\frac{2}{0,187 \cdot 21,8} \right)^2} = \\ &= \frac{400}{3,73} \cdot 1,1769 = 126,83 \left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \right); \quad \sigma_{\text{пр}} < [\sigma_p]. \end{aligned}$$

II. Обчислення зносостійкості.

1. Робоча висота витків різьби:

$$t_r = \frac{d - d_1}{2} = \frac{24 - 21,8}{2} = 1,1 \text{ (мм)}$$

2. Середній питомий тиск на робочій поверхні різьби:

$$q = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{Q \cdot S}{l \cdot z \cdot d_2 \cdot t_r} = \frac{400 \cdot 0,2}{\pi \cdot 4 \cdot 8 \cdot 2,27 \cdot 0,11} = 3,19 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

$$q = 3,19 \leq [q] = 50 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

III. Обчислення стійкості гвинта.

Максимально критичне зусилля знаходиться за допомогою рівняння Ейлера:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\nu \cdot l)^2},$$

де момент інерції $I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}$; $\nu \cdot l$ – приведена довжина $\geq (1,5 \dots 10) d_1$;

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 2,18^4}{64} = \frac{70,954}{64} = 11086,5 \text{ (мм}^2\text{)}$$

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\nu \cdot l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 11086,5}{(5 \cdot 300)^2} = \frac{73,14 \cdot 10^9}{2250000} = 325,07 \cdot 10^2 \text{ Н.}$$

9. Пристрої горизонтальної та вертикальної зміни положення двигун-шпинделя

Пристрій осьової зміни положення двигун-шпинделя визначений для зміни положення двигуна-шпинделя в осьовому (вертикальному) спрямуванні, а пристрій радіального переміщення – в горизонтальному (радіальному) спрямуванні.

На рисунку 13 відтворений пристрій осьової (вертикальної) та горизонтальної (радіальної) зміни положення свердлувального інструменту.

Пристрій радіальної зміни положення двигун-шпинделя вміщує в собі циліндричне тіло 1 з робочим елементом 2, що прикріплюється жорстким чином до платформи 3. Пристрій осьової зміни положення двигун-шпинделя радіально-свердлувального верстата формується з таких частин: направляючі 4, 5, 6 приєднані до платформи 3. Площадка 7 переміщується по направляючим 4, 5, 6. Двигун-шпиндель 8 приєднаний у рухомому стані в осьовому спрямуванні до площадки 7. До незрушної площадки 9 приєднані вищі краї направляючих 4, 5, 6. Робочий елемент 12 та поршень 11 розташовані в тілі осьової зміни положення 10, який кріпиться до незрушної площадки 9. На площині внутрішній робочого елементу 12 виготовлені частини шліцевої форми, які об'єднані з гайкою 14, що накручена на гвинт 13, котрий розташований концентричним чином в розточці осьовій робочого елементу 12. Для локалізації значення зміщення гайки 14 використовується лімітер 16, котрий прикріплюється на краю гвинта 13, а також лімітер 15, котрий прикріплений в поршні 11. Робочі герметичні порожнини *A* та *B* формуються завдяки робочому елементу 12 і поршню 11, котрі розташовані в тілі 10. Свердлувальний інструмент 19 приєднується до малогабаритної затискної гільзи 18, котра об'єднана з шпинделем 17 шпинделя-двигуна 8. Фланцевидний фрагмент 21 шпиндель-двигуна 8 приєднується до робочого елементу 12 тіла 10 завдяки поводку 20. На направляючих 22, 23 кронштейна 24 базується в рухомому стані платформа 3.

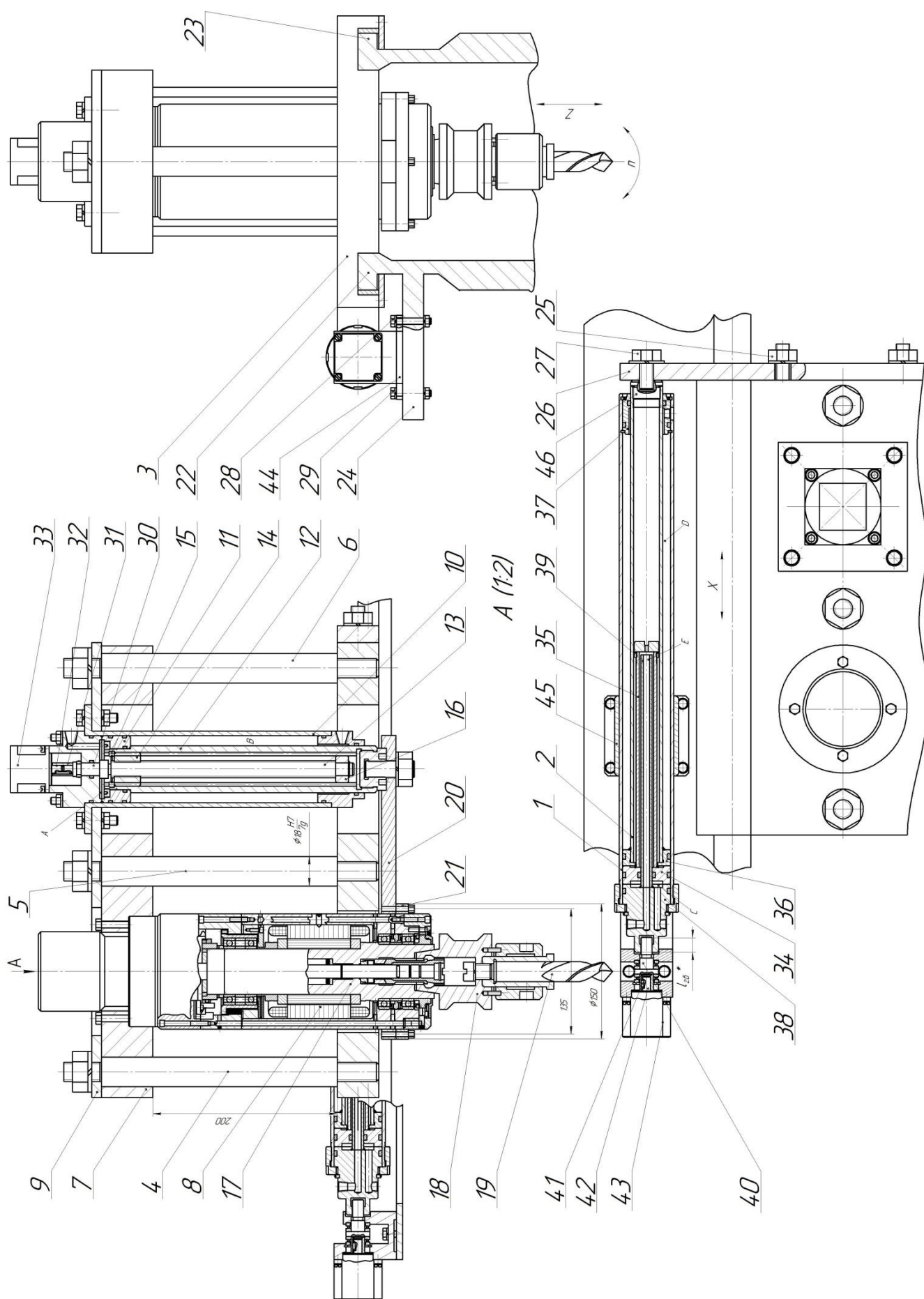


Рис. 13 Принципова схема пристрою осевого руху двигун-шпинделя

За допомогою гайки 25 і гвинта 27 до платформи 3 прикріплюється жорстко робочий елемент 2 тіла 1 завдяки фланцевидному фрагменту 26. За допомогою гвинтів 29, 28 до кронштейна 24 приєднується тіло 1. До ланки вихідної 32 електричного малопотужного мотора крокового 33 підключається, через муфту 31, гвинт 13 з крайньою хвостовою частиною циліндричної форми 30.

В тілі 1 розміщується поршень 34 з хвостовою частиною 35 та поршень 36 з робочим елементом 2. До торцевої частини циліндричного тіла 1 приєднані закривки 37 та 38. В закривці задній 38 виготовлені шляхи, через які надходить живлячий тиск до порожнин *C* та *D*. Живлячий тиск до порожнини *E* надходить крізь хвостову частину 39, яка є пустотілою. В закривку 38 закручений гвинт 40. Лівий край гвинта 40 за допомогою шпонки 41 об'єднаний з валом вихідним 42 електричного малопотужного крокового мотора (ЕКД) 43. До основи 44 прироблений циліндр направляючий 45. В отвір аксіальний робочого елементу 2 закручена заслінка 46 в якій виготовлений отвір завдяки якому до приводу приєднується поводок 26, а разом з ним і привод осьової подачі свердла.

Суть роботи пристрою осьової зміни положення двигун-шпинделя заключається в таких аспектах: У своєму початковому стані в порожнину *B* тіла 10 та в порожнину *D* циліндричного тіла 1 потрапляє живлячий тиск $P_{ж}$, а електричні малопотужні мотори крокові (ЕКД) 33, 43 від'єднанні від джерела струму, а гвинт 40 закручений на значення $l_{гв}$ в закривку 38. Свердлувальний інструмент 19 перебуває в своєму верхньому крайньому стані, оскільки в тілі 10 поршень 11 також перебуває в своєму верхньому крайньому стані, завдяки впливу робочого тиску в порожнині *B*. А внаслідок впливу живлячого тиску в порожнині *D* поршні 34,36 стають в крайні ліві позиції, що змушує платформу 7, разом із приводом вертикального переміщення та двигун-шпинделем з свердлом 19, також зайняти вихідне положення.

Оскільки існує декілька варіантів переміщення приводу - пневматична порожнина вищого розряду, малопотужний електричний кроковий мотор, гідродозатори, - то можлива їх комбінована та поодинокі дії.

Коли електричні імпульси управління потрапляють до ЕКД43 його вал вихідний 42 виконує обертання, внаслідок цього гвинт 40 викручується з закривки 38, і це спричиняє її переміщення вправо (відповідно до схеми) разом з робочим елементом 2, а також з циліндричним тілом 1.

В той час коли живлячий пневматичний тиск підходить до порожнини *E* поршень 36 разом із робочим елементом 2 виконують зміщення вправо на значення рівне 256 мм.

В порожнину *C* потрапляє мастило від об'ємного цифрового гідродозатора. Водночас зміна положення робочого елемента 2 пропорційно відповідне об'єму мастила, що надходить до порожнини *C* від гідродозатора.

Результатом цих переміщень буде рух двигун-шпинделя з свердлувальним інструментом 19 на відповідне значення в радіальному напрямленні.

Гайка 14 виконує переміщення донизу, внаслідок обертального руху гвинта 13 рівночасно з ланкою вихідною 32 мотора крокового електричного 33 до котрого потрапляють управляючі електричні імпульси. Значення переміщення гайки 14 визначається так:

$$Z = \frac{\beta_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k_\Gamma \cdot n_{\text{ім.}\Gamma},$$

де k_Γ – кількість заходів різьби гвинта 13; $n_{\text{ім.}\Gamma}$ – кількість оброблених імпульсів управління ЕКД 37; t_Γ – крок гвинта 13; β_0 – величина дискрети мотора крокового електричного 33;.

До тіла 10 в порожнину *A* надходить живлячий тиск $P_{\text{ж}}$ по закінченні руху, на відповідне значення Z , гайки 14. Свердлувальний інструмент 19 переміщується донизу разом із двигун-шпинделем 8 та поршнем 11 із робочим елементом 12, внаслідок впливу живлячого тиску $P_{\text{ж}}$ в порожнині *A*, на значення:

$$Z = \frac{\beta_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k_\Gamma \cdot n_{\text{ім.}\Gamma} .$$

Переміщення гайки 14 в задану позицію може відбуватися паралельно з переміщенням свердлувального інструменту 19 в радіальному (горизонтальному) напрямку, що значно збільшує швидкодію верстата, та відчутно зменшує час на

обробку деталі, а це призводить до зменшення фінансових витрат на виробництво. Оскільки, зміна положення двигун-шпинделя відбувається завдяки гідравлічним циліндрам виникає здатність гарантування і пришвидшеного переміщення, і вибору робочих подач у великій області, та покращення жорсткості. Одночасно виникає охорона від надмірного обтяження та полегшується структура управління. Обернене переміщення в початковий стан по закінченні операції оброблення необхідного отвору виконується в наступному порядку: до тіла 10 в порожнину *B* поступає живлячий тиск $P_{ж}$. Свердлувальний інструмент 19 рухається до своєї початкової верхньої позиції разом із двигун-шпинделем 8 та поршнем 11 із робочим елементом 12, внаслідок впливу живлячого тиску $P_{ж}$ в порожнині *B*. По зайнятті двигун-шпинделем із свердлувальним інструментом своєї крайньої позиції, надходить вказівка для приводів, котрі відпрацьовують програму на переміщення супорта в нову позицію згідно заданого маршруту. Далі, відповідно до опрацювання технологічного процесу, свердлувальний інструмент виконує переміщення, через подання відповідних сигналів управління.

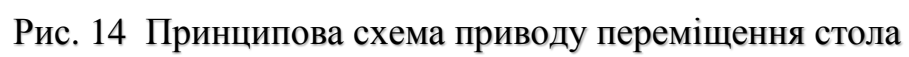
Висновок:

Даний пристрій осьової зміни положення двигун-шпинделя з свердлильним інструментом на відміну від базової структури верстата гарантує, у великому обсязі та з низькою величиною дискрети, вертикальну зміну положення свердлильного інструменту. Гарантує великий обсяг як швидкостей різання, так і подач. Володіє вагомо нижчою металоємністю, гарантує виконання всякої низки переміщення та операцій оброблення отворів в самодіючому режимі. На додаток виникає можливість управління зусиллям різання у великому обсязі за допомогою напірного клапана. А також, через одночасну дію приводу радіального переміщення та переміщення робочої гайки (приводу осьового руху) в нову позицію є можливість суттєво підвищити швидкодію та продуктивність верстата, зменшити час на обробку деталі, а отже зменшити фінансові витрати на виробництво.

10. Схема принципова приводу переміщення стола

На рисунку 14 зображено схему принципову мультипозиційного електропневматичного приводу для поперечного переміщення стола.

Мультипозиційний електропневматичний пристрій утворений з циліндра виконавчого 1, до якого прилаштовані задня 3 та передня 2 закривки з хвостовою частиною 4. Посеред задньої та передньої закривки розташовані поршень допоміжний 5 з хвостовою частиною 6 та поршень вищого розряду 7 з робочим елементом 8. На хвостовій частині 6 та поршні 7 приєднані кругові перегородки 10 та 9 відповідно, котрі локалізують межі руху поршня вищого розряду 7 залежно від поршня допоміжного 5. Поршень допоміжний 5 та поршень 7, котрий має вищий розряд, з робочим елементом 8 формують порожнину пневматичну вищого розряду m зі шляхом живлення 11. Порожнина гідравлічна k , котра має шлях живлення 12, об'єднана одночасно зі шляхом вихідним клапана зворотного 13 та шляхами вихідними 14, 15 гідродозатора. Об'ємний гідродозатор, котрий створений на подібі циліндрів 16, 17, в середині котрих розташовані поршні нижчих розрядів 18, 19, 20 з відповідними довжинами робочого ходу l_0 , $2l_0$, $4l_0$ разом із формуванням порожнин розрядних пневматичних a , b , c , а також порожнин гідравлічних n , o , p з відповідними об'ємами робочої рідини V_0 , $2V_0$, $4V_0$. Циліндр виконавчий 1 рухомо закріплений в повздовжньому напрямленні в середині напрямної 21, в котрій виготовлений паз шпонковий повздовжній 23. В шпонковому пазу 22 розташована шпонка 23, що приєднана до головного циліндра 1. До закривки задньої 3 приєднується гвинт 24, котрий кінематичним чином взаємодіє завдяки муфті 25 із валом вихідним 26 двигуна крокового електричного (ЕКД) 27.



Габаритне значення по довжині робочої частини гвинта 24 дорівнює l_{28} . Робочий живлячий тиск $P_{\text{ж}}$ подається до клапана редукційного 28, шлях вихідний котрого приєднаний до порожнини пневматичної акумулятора 29, а от його порожнина гідравлічна підключена до шляху вхідного клапана зворотного 13. Дистанція між круговими перегородками 9 і 10 l_y знаходиться за формулою:

$$l_y = \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)} \cdot 2^n,$$

де d — діаметр хвостової частини; $D_{\text{ц}}$ — діаметр циліндра виконавчого 1; V_0 — об'єм робочої рідини, в порожнині нижчого розряду гідродозатора; 4; n — кількість поршнів (розрядів) гідродозатора.

Робоча довжина гвинта 24 визначається по залежності:

$$l_{28} \geq \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d^2)}.$$

Управління циклом мультипозиційного електропневматичного приводу виконується приладом управління (контролером) $KП$, контакти вихідні котрого 1', 2', 3', 4', 5' об'єднані з подібними зв'язками електромагнітів $ем1$, $ем2$, $ем3$, $ем4$, $ем5$ пневморозподільників $P1$, $P2$, $P3$, $P5$ і гідророзподільника замикаючого $P4$. Величина швидкості переміщення вліво корегується клапаном зворотним $3K1$ із дроселем $Др1$, а вправо (за схемою) — клапаном зворотним $3K2$ із дроселем $Др2$. Шляхи вихідні розрядних пневморозподільників $P1$, $P2$, $P3$ і $P5$ відповідно підключені до порожнин розрядних a , b , c об'ємного гідродозатора та порожниною вищого розряду m , що розташована в циліндрі виконавчому 1. Тиск в порожнині e циліндра виконавчого 1 корегується клапаном редукційним $KP2$, від котрого повітря подається до пневматичної порожнини акумулятора $Ак$. Робоча рідина з акумулятора $Ак$ подається до порожнини e крізь дроселі із клапанами зворотними, а також гідророзподільник замикаючий $P4$. Шляхи вхідні пневматичних розподільників та клапанів редукційних підключені до каналу вихідного блока підготовки повітря. Блок підготовки повітря містити в собі манометр $M1$, масляний розпилювач MP , джерело живлення (компресора), фільтр відокремлювач вологи

ФВВ, кран *Кр*, клапан редукційний *КР1*. Тиск живлення в порожнині *е* показується на манометрі *М2*, а от манометр *М3* показує тиск в акумуляторі 29.

Основні засади роботи мультипозиційного електропневматичного приводу аналогічні з приводом для радіального переміщення двигун-шпинделя.

ВИСНОВКИ:

Згідно мети магістерської дисертації і теми «Розробка, дослідження і оснащення свердлувальних верстатів багатопозиційними приводами з цифровим керуванням» за основу був взятий радіально-свердлильний верстат модифікації 2Л53У, схема якого показана на плакаті.

За час роботи над дисертацією були виконані наступні задачі:

1. Проведений патентний аналіз стосовно проблеми дослідження та створення багатопозиційних приводів, керування якими здійснюється в цифровому, унітарному або комбінованому кодах.

2. Розроблена принципова схема привода радіального переміщення супорта, на якому розміщений двигун-шпиндель, осьової подачі двигун-шпинделя та приводу поперечного переміщення стола.

3. Розроблена конструкція пристрою радіального переміщення двигун-шпинделя, приводу осьового переміщення двигун-шпинделя зі свердлом та цифрового приводу переміщення стола верстата.

4. Розроблені математичні моделі та алгоритми обчислення головних параметрів приводів.

Результатом проведеної роботи є оновлений радіально-свердлувальний верстат 2Л53У, котрий оснащений багатопозиційними цифровими приводами: радіального переміщення супорта двигун-шпинделя; осьового (вертикального) переміщення свердла верстата; поперечного переміщення стола свердлувального верстата. Застосування цих приводів дозволяє підвищити продуктивність радіально-свердлильного верстата, збільшити ступінь його автоматизації, та зменшити час на обробку заготовки, що забезпечує зменшення фінансових витрат на процес виробництва. Також даний верстат вдало конкурує з дороговартісними сучасними верстатами з ЧПУ.

Список використаної літератури:

1. Патент України №63275. Багатопозиційний привод. МПК(2011.01) F15B7/00.Бюл. №19, опубл. 10.10.2011р.
2. Патент України №93441. Пневмогідравлічний цифровий привід. МПК F15B11/02 (2011.01). Бюл. №3, опубл. 10.02.2011р.
3. Патент України №120810. Комбінований багатопозиційний привод з цифровим керуванням. МПК(2006.01) F15B 11/00, F15B 11/02. Бюл.№22-2017, опубл. 27.11.2017р.
4. Патент України №110916. Привод подачі шпинделя свердлильного верстата. МПК B23B39/14 B23B41/00.Бюл. №20, опубл.25.15.2016р.
5. Патент України №124320. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата. МПК(2018.01) B23B39/14 B23B41/00. Бюл.№7, опубл. 10.04.2018р.
6. Паспорт радіально-свердлильного верстата 2л53у.
7. Патент України №121064. Багатопозиційний пневмоелектричний привод. МПК(2020.01) F15B 7/00. Бюл. №6, опубл.25.03.2020р.
8. Патент України №128598. Багатопозиційний пневмоелектричний привод. МПК(2006) F15B 7/00. Бюл. №18, опубл.25.09.2018р.
9. Методические указания к контрольной работе по курсу “Гидравлика, гидромашин и гидроприводов”, Новік М.А. Київ КІП, 1984.
10. Станочные гидроприводы. Справочник, Свешников В.К., Усов А.А
11. “Справочник конструктора машиностроителя” (Том 1-3). Анурьев В.И., изд-во «Машиностроение», 1968.
12. Новік М.А. Комбінований цифровий привод з об’ємними дозаторами. Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. №2 (16). – с. 79-81.
13. Новік М.А. Статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу. Вісн. Нац. Техн. Ун-ту України «Київ. Політехн. Ін-т» : серія «Машинобудування». – 2010. - №58. – с. 223-228.

14. Новік М.А. Порівняння статичних характеристик багатопозиційних приводів з цифровим керуванням /М.А. Новік , В.Є. Дідовець / (Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства».-2012.-№1(35).-с.142-149.
15. Новік М.А. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів / М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ» : серія «Машинобудування». – 2008.-№54.-с.124-131.
16. Новік М.А. /Режими позиціонування пневматичних цифрових приводів / М.А. Новік // Вестник Национального технического университета Украины « Киевский политехнический институт» . Машиностроение.-К.: НТУУ «КПИ».-2006.-№49.-с.125-130.
17. Металорежущие станки: учебник. В2 т./ Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. -М.: Машиностроение, 2011. – 608 с. С. 145-156.
18. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2011. — 586 с.; ил.
19. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки: Учебник для техникумов по специальности «Обработка металлов резанием». – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416с.
20. Герц Е. В., " Пневматические приводы", изд., "Машиностроение", 1969г.

УДК 62-85

Очеретяний О.Ю., студент; Новік М.А., к.т.н., доцент

Національний технічний університет України “КПІ імені Ігоря Сікорського”

Оптимізація параметрів багатопозиційного приводу руки промислового робота

В наш час в якості багатопозиційних виконавчих пристроїв промислових роботів широке застосування знаходять електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані приводи, позиціонування вихідної ланки яких здійснюється по жорстким механічним або гідравлічним упорам. Такі приводи не потребують тонкої очистки робочого тіла (повітря, рідини), так як працюють на великих прохідних перерізах розподільчої та регулюючої апаратури. Вони здатні перетворювати інформацію двійкового коду в поступальне або обертове переміщення вихідної ланки.

Багатопозиційні приводи поділяються на цифрові приводи і на нецифрові. В цифрових багатопозиційних проводах позиціонування вихідної ланки у всьому діапазоні переміщення здійснюється з заданою дискретністю. При цьому величини переміщень розрядних елементів (поршнів, магнітів) визначаються по геометричній прогресії

$$X_i = X_0 \times 2^{i-1},$$

де X_0 — дискретність, наприклад, переміщення поршня молодшого розряду; i — порядковий номер розрядного поршня.

У багатопозиційному нецифровому приводі переміщення поршнів послідовно розміщених у виконавчому циліндрі можуть бути довільними, тобто невідповідно до ніякого ряду переміщень. При проектуванні таких приводів виникає проблема по заданим величинам переміщення вихідного штока знайти оптимальні величини переміщення поршнів, розміщених у виконавчому циліндрі.

Розглянемо шестипоршневий багатопозиційний пневматичний привод (який показаний на рис.1), вихідний шток якого в процесі роботи мусить забезпечити шість позицій: X_1, X_2, X_3, X_4, X_5 і X_6 .

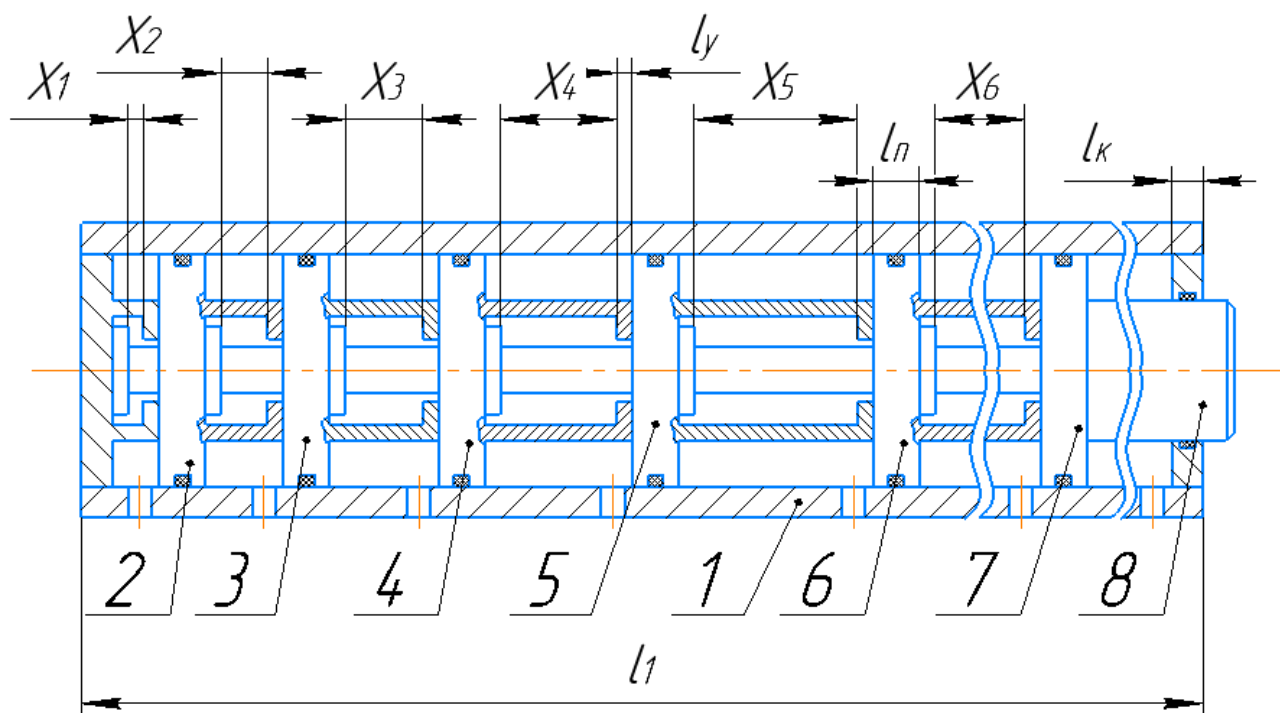


Рис.1. Шестипоршневий багатопозиційний пневматичний привод

Такий привод складається з виконавчого циліндра 1, в якому послідовно розміщені поршні 2, 3, 4, 5, 6, 7 з ходами: X_1 , X_2 , X_3 , X_4 , X_5 і X_6 . Поршень 7 з'єднаний з вихідним штоком 8. При цьому поршні можуть бути розміщені в будь-якій послідовності.

Величина осьового габаритного розміру такого приводу визначається по залежності

$$l_1 = \sum_{i=1}^n X_i + X_n + n \cdot l_n + n \cdot l_y + 2 \cdot l_k,$$

де i – порядковий номер поршня; X_i – переміщення i -го поршня; n – число поршнів; l_n – довжина поршня; l_y – довжина упорів; l_k – довжина кришки; X_n – найбільша величина переміщення n -го поршня.

Для оптимізації осьового габаритного розміру виконавчого циліндра 1 прийемо такі допущення, що $X_1 < X_2 < X_3 < X_4 < X_5 < X_6$. Складемо систему рівнянь, в якій більші значення переміщення поршнів виразимо через сумарне переміщення поршнів з меншими величинами переміщень, тобто:

$$I \begin{cases} X_1 = y_1; \\ X_2 = y_1 + y_2; \\ X_3 = y_1 + y_2 + y_3; \\ X_4 = y_1 + y_2 + y_3 + y_4; \\ X_5 = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5; \\ X_6 = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 \end{cases}$$

Вирішивши систему рівнянь (I) знаходимо:

$$y_1 = X_1; y_2 = X_2 - X_1; y_3 = X_3 - X_2; y_4 = X_4 - X_3; y_5 = X_5 - X_4; y_6 = X_6 - X_5.$$

На рис.2 показано оптимізований багатопозиційний привод.

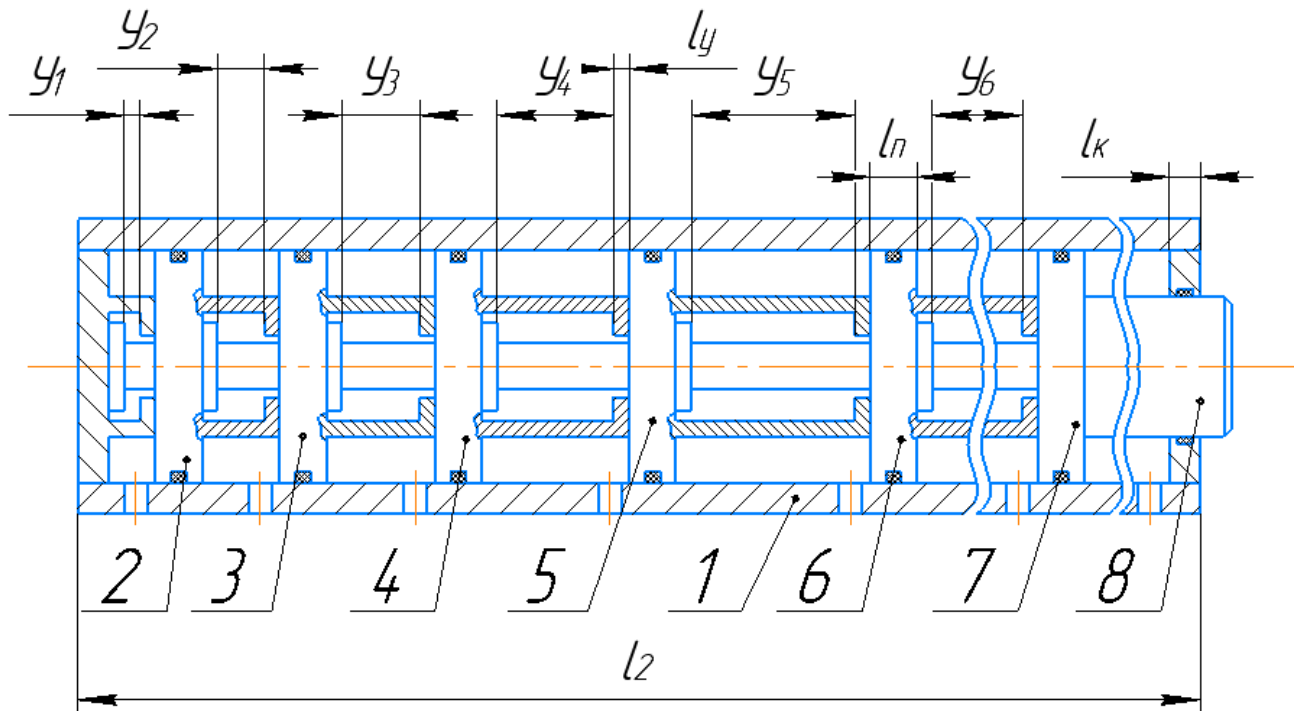


Рис.2. Оптимізований багатопозиційний привод

Величина осьового габаритного розміру виконавчого циліндра визначається по залежності

$$l_2 = 2 \cdot \sum_{i=1}^n y_i + n \cdot l_n + n \cdot l_y + 2 \cdot l_k$$

Знаходимо різницю осьових розмірів циліндрів багатопозиційних приводів

$$\begin{aligned}\Delta l = l_1 - l_2 &= X_n + \sum_{i=1}^n X_i + n \cdot l_n + n \cdot l_y + 2 \cdot l_k - 2 \sum_{i=1}^n y_i - n \cdot l_n - n \cdot l_y - 2 \cdot l_k \\ &= X_n + \sum_{i=1}^n X_i - \sum_{i=1}^n y_i.\end{aligned}$$

Сума переміщень y_i визначається по залежності

$$\sum_{i=1}^n y_i = \sum_{i=1}^n X_i - \sum_{i=1}^{n-1} X_i$$

Поставим значення $\sum_{i=1}^n y_i$ в залежність (1). Отримуємо

$$\Delta l = X_n + \sum_{i=1}^n X_i - \sum_{i=1}^n X_i + \sum_{i=1}^{n-1} X_i = \sum_{i=1}^n X_i$$

Таким чином, габаритний лінійний розмір виконавчого циліндра оптимізованого приводу буде зменшено на величину $\sum_{i=1}^n x_i$.

113

Рис.1. Комбінований електропневматичний багатопозиційний привод руки промислового робота.

Комбінований електропневматичний багатопозиційний привод руки промислового робота складається з дворозрядного пневматичного цифрового двигуна, який виконаний у вигляді виконавчого циліндра 1 з передньою кришкою 2 і задньою 3 з хвостовиком 4. Хвостовик 4 концентрично розміщений в осевій розточці поршня молодшого розряду 5 з хвостовиком 6. На кінці хвостовика 4 закріплений упор 16, який обмежує переміщення поршня 5. При цьому величина переміщення поршня 5 дорівнює X_0 . Хвостовик 6 поршня 5 концентрично розміщений в осевій розточці поршня 7 з вихідним штоком 8. Переміщення поршня 7 відносно поршня 5 обмежується упорами 9 і 10. Тиск живлення до камери b підводиться по каналу 11, а до камери a – по каналу 12. В кришку 3 вгвинчений гвинт 13, який муфтою 14 з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна 15. Циліндр 1 рухомо розміщений в напрямній 17, в якій виконаний поздовжній паз 18. В пазу 18 розміщена шпонка 19, закріплена на циліндрі 1.

Привод працює наступним чином. У вихідному положенні ЕКД 15 знеструмлений, камери a і b з'єднані з атмосферою, а до камери c підведений тиск живлення $P_{ж}$. Під дією тиску $P_{ж}$ в камері c поршні 5 і 7 з вихідним штоком 8 займають ліве положення.

При одночасному опрацюванні керуючих сигналів як ЕКД 15, так і пневматичним цифровим двигуном переміщення вихідного штока 8 визначається по залежності:

$$X_{к,ц} = X_к + X_ц = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім} + X_0 \cdot \sum_{i=1}^{n_ц} b_i \cdot 2^{i-1},$$

де $n_ц$ – число розрядів пневматичного цифрового двигуна; X_0 – дискретність пневматичного цифрового двигуна; i – порядковий номер розрядного поршня цифрового двигуна; b_i – значуща цифра, яка приймає значення – “1”, коли тиск живлення підводиться до i -ої розрядної камери і значення – “0”, коли i -та камера з'єднується з атмосферою; φ_0 – дискретність ЕКД 15; $t_{гв}$ – крок гвинта 13; $n_{ім}$ – число імпульсів, опрацьованих ЕКД.

При опрацюванні ЕКД максимального числа імпульсів і цифровим двигуном кодової комбінації керуючих сигналів 00, вихідний шток 8 переміщується праворуч на величину:

$$X_K = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot n_{im,max} \cdot t_{ГВ} = l_{ГВ}. \quad (1)$$

При опрацюванні ЕКД максимального числа імпульсів $n_{im,max}$ і кодової комбінації 01 (тиск живлення підводиться тільки до камери а цифрового двигуна) вихідний шток 8 переміщується праворуч на величину:

$$X_{к,ц,1} = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{ГВ} \cdot n_{im,max} + X_0 \cdot \sum_{i=1}^{n_{ц}} b_i \cdot 2^{i-1} = l_{ГВ} + X_0. \quad (2)$$

При опрацюванні ЕКД максимального числа імпульсів і опрацюванні комбінації керуючих сигналів 10 і 11 цифровим двигуном переміщення вихідного штока 8 визначається відповідно по залежностям:

$$X_{к,ц,2} = l_{ГВ} + 2X_0; \quad (3)$$

$$X_{к,ц,3} = X_{max} = l_{ГВ} + 3X_0. \quad (4)$$

Аналіз отриманих залежностей (1), (2), (3) і (4) дозволяє встановити, що позиціонування вихідного штока 8 з заданою дискретністю може здійснюватися на чотирьох ділянках: ОА, ВС, DE, і КМ, які представлені у вигляді графіка:

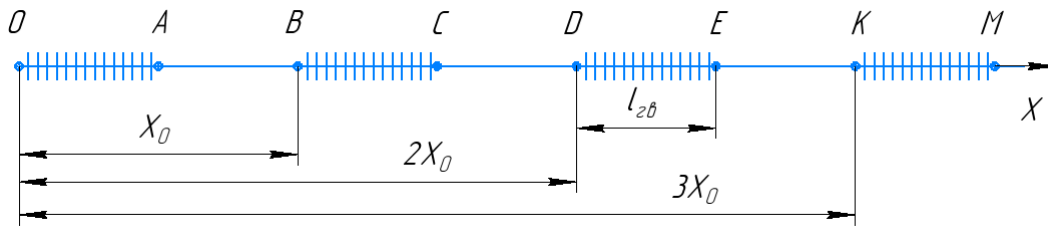


Рис. 2. Графік позиціонування вихідного штока 8.

Аналіз графіка позиціонування вихідного штока 8 дозволяє встановити, що перемикаючи розрядні камери a і b пневматичного цифрового двигуна, вихідний шток 8 може займати позиції з координатами X_0 , $2X_0$ і $3X_0$. На ділянках ОА, ВС, DE, і КМ позиціонування вихідного штока може здійснюватися з дискретністю $X_{к,min} = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{ГВ}$. При цьому довжини ділянок $OA=BC=DE= KM=l_{ГВ}$.

На ділянках АВ, CD, ЕК позиціонування вихідного штока 8 є неможливим.

Таким чином, розглянутий багатопозиційний електропневматичний привод, в структуру якого входять ЕКД і дворозрядний пневматичний двигун з дискретністю X_0 , забезпечують чотири ділянки, де позиціонування здійснюються з дискретністю:

$$X_{к,min} = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_{ГВ}.$$

При цьому осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра приблизно дорівнює:

$$l_{b,ц} = X_{max} + 2l_n + l_{к,2} + l_{к,3} ,$$

де X_{max} – максимальна величина переміщення вихідного штока; l_n – довжина поршня; $l_{к,2}$ – довжина кришки 2; $l_{к,3}$ – довжина кришки 3.

При забезпеченні такої же дискретності позиціонування вихідного штока на таких же ділянках і при такому ж самому максимальному переміщенні вихідного штока габаритний осьовий розмір цифрового двигуна, виконаного у вигляді послідовно розміщених поршнів у виконавчому циліндрі приблизно дорівнює [3].

$$l_{ц} \approx 3X_{max}.$$

При цьому число розрядів такого цифрового приводу визначається по залежності [2].

$$n = \frac{l_n \frac{X_{max}}{\Delta X_0}}{l_n 2},$$

де ΔX_0 – дискретність цифрового приводу з послідовно розміщеними поршнями; $X_{max} = 3X_0 + l_{гв}$.

Так, наприклад, при $X_0 = 150$ мм, $l_{гв} = 50$ мм, $\Delta X_0 = 1$ мм

$$n = \frac{l_n \frac{3X_0 + l_{гв}}{\Delta X_0}}{l_n 2} = \frac{l_n 500}{l_n 2} = 8,96 \text{ (розрядів)}$$

Приймаємо $n = 9$ розрядів, тоді максимальна величина переміщення вихідного штока цифрового двигуна з послідовним розміщенням поршнів

$$X_{max,n} = \Delta X_0 \cdot (2^n - 1) = 1 \cdot (2^9 - 1) = 511 \text{ (мм)}$$

$$l_{ц} = 3 \cdot X_{max,n} = 3 \cdot 511 = 1533 \text{ (мм)}$$

Габаритний осьовий розмір виконавчого циліндра запропонованого приводу:

$$l_{b,ц} \approx X_{max} + 2l_n + l_{к,2} + l_{к,3} = 501 + 2 \cdot 12 + 12 + 20 \approx 557 \text{ (мм)}$$

Висновки:

Таким чином, запропонований цифровий привод має приблизно в три рази менший осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра і в 4,5 рази менше розрядів. Все це обумовлює як значне спрощення конструкції, зменшення осьового габаритного розміру і розширення області застосування.

УДК 62-85

Очеретяний О.Ю. студент, Іващенко М.В. асп., Новік М.А. к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «КПІ імені Ігоря Сікорського»

Розробка і дослідження електро-пневмогідравлічного крокового приводу

При розробці багатопозиційних пневматичних, гідравлічних, електричних та комбінованих (наприклад електро-пневмогідравлічних) приводів з малою дискретністю (до 0,01 мм і менше) і значною величиною переміщення вихідної ланки (штока), до 1000мм і більше, виникає задача оптимізації габаритних лінійних розмірів виконавчого циліндра. Зменшення лінійних габаритних розмірів дає можливість значно розширити область застосування цифрових приводів в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, метало- та деревообробних верстатів та інших пристроях з автоматичним керуванням. На кафедрі КВтаМ НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» розроблено і запатентовано ряд оригінальних багатопозиційних приводів: Патент №130315, Револьверна головка; Патент №129801, Електрогідравлічний кроковий привод; Патент №124320, Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата; Патент №66811, Цифровий привод поворотно-поступальної дії, Патент №128598, Багатопозиційних пневмоелектричний привод та інші. Такі приводи значно спрощують систему керування, вони прості за конструкцією. Спрощення конструкції обумовлено тим, що у них відсутні дроселюючі розподільники і елементи ланцюгів зворотного зв'язку. Розроблені цифрові приводи не потребують тонкої очистки робочої рідини, так як робоча рідина підводиться до робочих розрядних камер через значні перерізи живлячих трубопроводів. Позиціонування вихідної ланки здійснюється по жорсткому упору, що забезпечує високу точність і повторюваність виходу вихідної ланки (штока) в задану позицію.

В запропонованій роботі розглядається електро-пневмогідравлічний кроковий привод [1]. Структура такого приводу містить електричний кроковий двигун (ЕКД), гідравлічний цифровий об'ємний дозатор (ЦОД) і виконавчий

пневматичний циліндр (ВПЦ). Поєднання в структурі приводу ЕКД, ЦОД і ВПЦ дає можливість синтезувати малогабаритний, швидкодіючий, високоточний багатопозиційний привод руки промислового робота. Максимальна величина переміщення руки залежить від числа розрядів гідравлічного цифрового дозатора. Дискретність визначається по залежності

$$X_0 = \frac{\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k ,$$

де φ_0 - дискретність ЕКД; t_r - крок гвинта; k - число заходів гвинта. Статичне зусилля приводу не залежить від числа розрядів.

В роботі приведений алгоритм і математичні залежності розрахунку технічних характеристик електро-пневмогідравлічного крокового приводу.

УДК 62-85

Очеретяний О.Ю. студент, Іващенко М.В. асп., Новік М.А. к.т.н., доцент

Національний технічний університет України “КПІ імені Ігоря Сікорського”, м. Київ, Україна

Розробка і дослідження електро-пневмогідравлічного крокового приводу руки промислового робота

Вступ

В якості виконавчих пристроїв руки промислових роботів часто використовують двопозиційні і багатопозиційні електричні, пневматичні, гідравлічні і комбіновані приводи. Особливої уваги при цьому заслуговують комбіновані електро-пневмогідравлічні багатопозиційні приводи з комбінованим унітарно-цифровим керуванням. Поєднання в структурі таких приводів: електричного крокового двигуна (ЕКД), пневматичного виконавчого циліндра (ПВЦ) і об'ємних гідравлічних дозаторів (ОГД) дозволяє отримувати малогабаритні, швидкодіючі, зі значною величиною переміщення і малою дискретністю багатопозиційні приводи рук промислових роботів (ПР). Тому створення і дослідження таких приводів є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість розширити область застосування їх в якості приводів рук ПР, так і в інших автоматичних системах.

Аналіз попередніх розробок, досліджень і публікацій

Розробці і дослідженню багатопозиційних електричних, пневматичних, гідравлічних і комбінованих приводів з цифровим, унітарним і комбінованим керуванням присвячено чимало наукових праць [1, 2, 3, 4, 5, 6], в яких розглядаються ті чи інші аспекти функціонування при опрацюванні кодових комбінацій керуючих сигналів. В роботі [1] розглядаються проблеми створення, застосування і дослідження промислових роботів. Роботи [2 і 3] присвячені аналізу режимів позиціонування пневматичних цифрових приводів і розробці математичної моделі розрахунку часу руху поршнів нез'єднаних з вихідним штоком. В роботі [4] проведений аналіз статичних характеристик цифрових приводів поворотно-поступального руху. В роботах [5 і 6] проведений аналіз точності позиціонування і статичні характеристики електропневматичного багатопозиційного приводу.

Розробці, дослідженню і оптимізації структур комбінованих електро-пневмогідравлічних крокових приводів в літературі приділено недостатньо уваги. В запропонованій роботі розглядається статика і динаміка оригінального

багатопозиційного електро-пневмогідравлічного крокового приводу, структура якого містить ЕКД, ПВЦ і ОГД [7].

Постановка задачі

Метою статті є оптимізація структури електро-пневмогідравлічного крокового приводу руки промислового робота, розробка алгоритму розрахунку основних статичних і динамічних характеристик.

Результати виконаної розробки і дослідження

На рис.1 приведена принципова схема електро-пневмогідравлічного крокового приводу. Привод складається з ЕКД 1, вихідний вал якого муфтою 2 з'єднаний з гвинтом 4, вгвинченим в задню кришку 5 виконавчого пневмоциліндра 6. В циліндрі 6 між задньою кришкою 5 і передньою 7 розміщені послідовно додатковий поршень 8 і поршень старшого розряду 9 з вихідним штоком 10. Хвостовик 11 кришки 5 з осьовим каналом 12 концентрично розміщений в осьовій розточці поршня 8 з хвостовиком 13. На поршні 9 і на хвостовику 13 відповідно закріплені упори 14 і 15. Задня кришка 5, поршні 8,9 і передня кришка 7 з циліндром 6 утворюють герметичні робочі камери a , e_1 і штокову камеру c . Циліндр 6 розміщений в напрямній 16, в якій виконаний паз 17 і розміщена шпонка 18. До штокової камери c постійно підводиться пневматичний тиск живлення $P_{ж}$. Камера a з'єднана з вихідним каналом 19 запираючого розподільника 20. Вхідний канал 21 розподільника 20 через послідовно увімкненні дроселі 22,23 і зворотні клапани 24, 25 з'єднаний каналом 26 з вихідним каналом зворотного клапана 27, вхідний канал якого з'єднаний з гідравлічною камерою e акумулятора 28. До пневматичної камери d акумулятора 28 підводиться тиск живлення від редукційного клапана 29. Вихідний канал 30 гідравлічного об'ємного дозатора 31 з'єднаний з каналом 26. Гідравлічний цифровий об'ємний дозатор виконаний у вигляді корпуса 31, в якому розміщені розрядні поршні 32, 33, 34 і 35 з утворенням герметичних пневматичних розрядних камер a_1, b_1, c_1 і d_1 . Об'єми рідини, що витісняються розрядними поршнями 32, 33, 34 і 35 відповідно дорівнюють $V_0, 2V_0, 4V_0$ і $8V_0$, при цьому їх переміщення дорівнюють - $l_0, 2l_0, 4l_0$ і $8l_0$.

Принцип дії електро-пневмогідравлічного крокового приводу полягає у наступному. У вихідному положенні камера a і гідравлічна камера об'ємного дозатора 31 заповнені рідиною, електромагніт em розподільника 20 знеструмлений, розрядні пневматичні камери a_1, b_1, c_1, d_1 і e_1 з'єднані з атмосферою, до камери c підведений тиск живлення $P_{ж}$. Під дією тиску в камері c поршні 8, 9 і вихідний шток 10 займають ліве вихідне положення. Під дією цього ж тиску поршні 32, 33,

34 і 35 гідравлічного дозатора 31 теж займають вихідне положення. Електричний кроковий двигун 1 теж знеструмлений.

При одночасній подачі керуючих імпульсів на ЕКД 1 і тиску живлення в розрядні камери a_1, b_1, c_1, d_1 і e_1 величина переміщення вихідного штока 10 визначається по залежності

$$X = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{ім}} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i ,$$

де $\Delta\varphi_0$ - дискретність ЕКД 1; t_r - крок гвинта 4; $n_{\text{ім}}$ - число опрацьованих імпульсів ЕКД 1; k - кількість заходів гвинта 4;

$$X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_x^2)} = \frac{D_g^2}{D_{\text{ц}}^2 - d_x^2} \cdot l_0$$

D_g - діаметр поршнів гідравлічного дозатора; d_x - діаметр хвостовика 11; l_0 - переміщення поршня молодшого розряду 32 дозатора 31; n - число розрядів; i - порядковий номер розрядного поршня; b_i - значуща цифра, яка приймає значення – «1» при подачі тиску живлення в i -ту пневматичну камеру, і значення – «0», коли i -та пневматична камера з'єднується з атмосферою.

Так, наприклад, при опрацюванні ЕКД 1 $n_{\text{ім}} = 1000$ імпульсів і кодової комбінації цифровим двигуном 11001 (тобто тиск живлення подається в камери a_1, d_1 і e_1) величина переміщення вихідного штока 10 при значеннях параметрів: $\Delta\varphi_0 = 1,8^\circ$; $t_r = 2\text{мм}$; $k = 1$; $X_0 = 16\text{мм}$; $n = 5$ буде дорівнювати

$$\begin{aligned} X &= \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_r \cdot k \cdot n_{\text{ім}} + X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = \\ &= \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 \cdot 1000 + 16(2^{1-1} \cdot 1 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 0 + 2^{4-1} \cdot 1 + 2^{5-1} \cdot 1) = \\ &= 400(\text{мм}). \end{aligned}$$



Максимальна величина переміщення вихідного штока 10

Максимальне число керуючих імпульсів, що подаються на ЕКД 1

$$n_{im,max} = \frac{360^\circ \cdot l_{\Gamma B}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_\Gamma \cdot k},$$

де $l_{\Gamma B}$ – довжина робочої частини гвинта 4.

Так при $l_{\Gamma B} = 15,99\text{мм}$ максимальна величина вихідного штока 10 буде дорівнювати

$$\begin{aligned} X_{max} &= \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k \cdot \frac{360^\circ \cdot l_{\Gamma B}}{\Delta\varphi_0 \cdot t_\Gamma \cdot k} + X_0(2^n - 1) = l_{\Gamma B} + X_0(2^n - 1) = \\ &= 15,99 + 16(2^5 - 1) = 511,99 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

Дискретність привода

$$X_{min} = \frac{\Delta\varphi_0}{360^\circ} \cdot t_\Gamma \cdot k = \frac{1,8^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot 1 = 0,01 \text{ (мм)}.$$

Число позицій вихідного штока

$$\begin{aligned} N &= \frac{X_{max}}{X_{min}} = \frac{[l_{\Gamma B} + X_0(2^n - 1)] \cdot 360^\circ}{\Delta\varphi_0 \cdot t_\Gamma \cdot k} = \frac{[15,99 + 16(2^5 - 1)] \cdot 360^\circ}{1,8^\circ \cdot 2 \cdot 1} = \\ &= 51199 \text{ (позицій)}. \end{aligned}$$

При перемиканні розрядних камер для запобігання незапрограмованих рухів вихідного штока необхідно спочатку подати напругу на електромагніт e_m розподільника 20, який перемикається при цьому замикаються гідравлічні камери дозатора і камера a циліндра 6. Після замикання розподільника подається команда на перемикання розрядних камер a_1, b_1, c_1 і d_1 . Наприклад, при перемиканні комбінації керуючих сигналів 00011 на 01100 (тобто тиск живлення підводиться до камер c_1 і d_1 , а камери a_1 і b_1 з'єднуються з атмосферою) внаслідок того, що рідина із дозатора не може поступати в камеру a циліндра 6 шток 10 буде не рухомим. Під дією тисків у камерах c_1 і d_1 поршні 32 і 33 теж рухаються ліворуч. Після зупинки на упорах поршнів 32 і 33 знеструмлюється електромагніт e_m , розподільник 20 перемикається і рідина із дозатора 31 поступає в камеру a . Під дією тиску у камері a вихідний шток 10 рухається праворуч. При цьому величина переміщення визначається по залежності

$$\begin{aligned} X &= X_0 \sum_{i=1}^n 2^{i-1} \cdot b_i = X_0(2^{1-1} \cdot 0 + 2^{2-1} \cdot 0 + 2^{3-1} \cdot 1 + 2^{4-1}) = 12X_0 = 12 \cdot 16 \\ &= 192 \text{ (мм)} \end{aligned}$$

Швидкість руху вихідного штока 10 праворуч регулюється дроселем 22, а ліворуч – дроселем 23.

$$v = \frac{4 \cdot \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\pi(D_{ц}^2 - d_x^2)},$$

де α – коефіцієнт витрати рідини; f – ефективна площа перерізу дросельної щілини; Δp – перепад тиску на дросельній щілині; ρ – густина робочої рідини.

В процесі роботи привода втрачається частина рідини, що понижує точність позиціонування вихідного штока. В приводі передбачена компенсація втраченої рідини. Компенсація втраченої рідини здійснюється таким чином. Внаслідок втрати рідини при поверненні розрядних поршнів у вихідне положення тиск в гідрокамерах дозатора і в камері a зменшується. При цьому рідина із акумулятора 28 через зворотній клапан 27 поступає в камеру дозатора і в камеру a циліндра 6. При доливанні в камери необхідно, щоб виконувалася умова

$$\frac{D_{ц}^2 - d_x^2}{D_{ц}^2 - d_{ш}^2} \cdot P_{ж} > P_{дол} > \frac{4 \cdot R_{тер}}{\pi D_g^2},$$

де $P_{дол}$ – тиск доливання, який налаштовується редукційним клапаном 29; $R_{тер}$ – зусилля тертя поршня дозатора; $d_{ш}$ – діаметр штока 10; $P_{ж}$ – тиск живлення в камері c .

Висновки

Розглянутий електро-пневмогідравлічний кроковий привод відрізняється від відомих конструкцій незначним осьовим габаритним розміром виконавчого циліндра, що дуже важливо для промислових роботів. При значному переміщенні вихідного штока до 511,99мм і більше забезпечується дискретність $X_{min} = 0,01(\text{мм})$. В приводі унеможлиблюється «викиди» і «провали» вихідного штока, забезпечується регулювання швидкості як при прямому ході, так і при реверсі. В процесі роботи автоматично компенсується втрата робочої рідини. Запропоновані аналітичні залежності дають можливість на стадії розробки оптимізувати структуру і його статичні характеристики. Все це дає можливість розширити область застосування приводів такого типу.



УКРАЇНА

(19) UA (11) 121064 (13) C2

(51) МПК (2020.01)
F15B 7/00МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

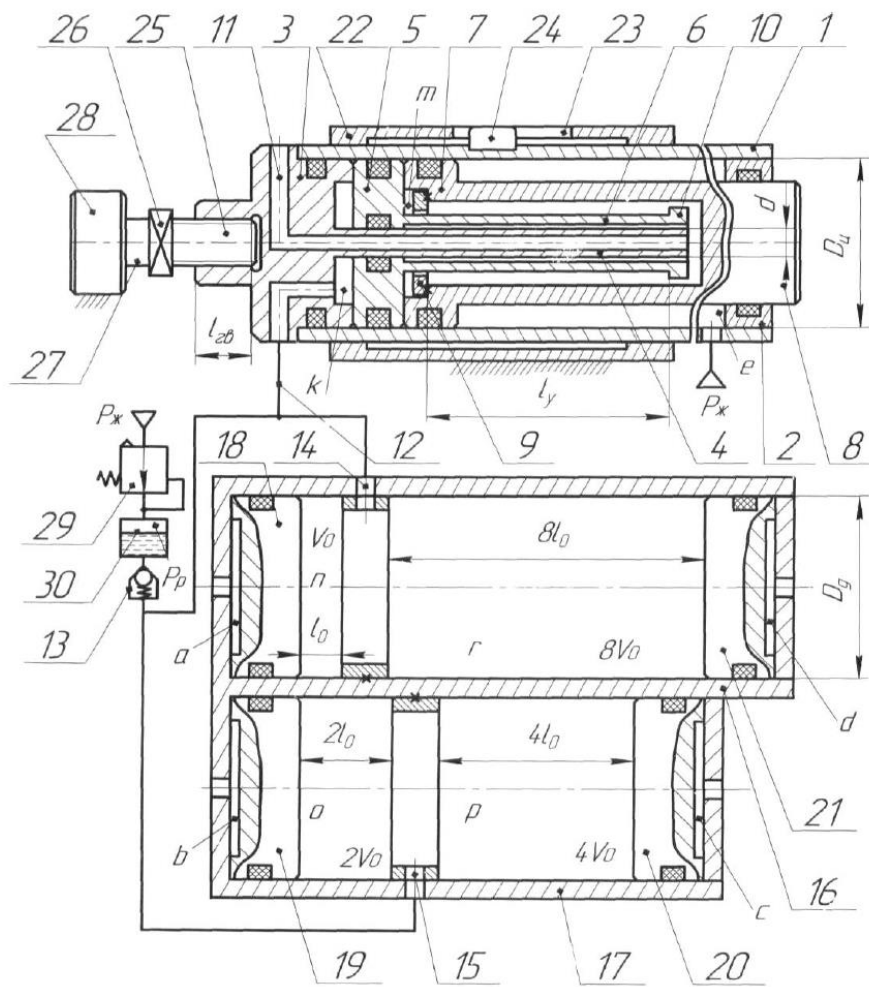
(21) Номер заявки:	а 2018 03668	(72) Винахідник(и):	Новік Микола Андрійович (UA), Дідовець Вячеслав Євгенійович (UA), Очеретяний Олександр Юрійович (UA)
(22) Дата подання заявки:	05.04.2018	(73) Власник(и):	Новік Микола Андрійович, вул. Данила Щербаківського, 53 "г", кв. 145, м. Київ, 04111 (UA), Дідовець Вячеслав Євгенійович, вул. Андрія Малишка, 19, кв. 66, м. Київ, 02206 (UA), Очеретяний Олександр Юрійович, вул. І. Франка, 14 "а", кв. 6, смт Макарів, Макарівецький р-н, Київська обл., 08000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на винахід:	25.03.2020	(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою:	SU 1399525 A, 30.05.88 UA 63780 U, 25.10.2011 UA 117163 U, 26.06.2017 DE 10314867 A1, 04.11. 2004 US 2017122454 A1, 04.05. 2017
(41) Публікація відомостей про заявку:	10.10.2019, Бюл.№ 19		
(46) Публікація відомостей про видачу патенту:	25.03.2020, Бюл.№ 6		

(54) БАГАТОПОЗИЦІЙНИЙ ПНЕВМОЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВОД

(57) Реферат:

Багатопозиційний пневмоелектричний привод містить електричний кроковий двигун, виконавчий циліндр з передньою і задньою кришками і розміщеними між ними додатковим поршнем з пустотілим хвостовиком, на кінці якого закріплені кільцеві упори з можливістю взаємодії з кільцевими упорами закріпленими на торці поршня старшого розряду з вихідним штоком, додатковий і розрядний поршні утворюють розрядну пневматичну камеру старшого розряду і герметичну гідравлічну камеру, яка сполучена з об'ємним гідродозатором. Розміщений в напрямній виконавчий циліндр приводиться в рух від електричного крокового двигуна через гвинтову пару. До об'ємного гідравлічного дозатора підводиться через зворотний клапан рідина від пневмогідравлічного акумулятора. Технічний результат - підвищується точність позиціонування вихідного штока і розширюється область застосування.

UA 121064 C2



Фиг.

Винахід належить до пристроїв автоматики і може бути використаний в механізмах з дискретним позиціонуванням робочих органів.

Відома конструкція багатопозиційного приводу (див. Патент України. Багатопозиційний привод № 90383 МПК (2009) F15B 7/00, Бюл. № 8 від 26.04.2010), що містить виконавчий циліндр з вихідним штоком, передню і задню кришки, в якому послідовно розміщено поршні з обмежувачами відносного переміщення, що утворюють розрядні порожнини і порожнину зворотного руху розрядних поршнів з каналами живлення, та поршень молодшого розряду з додатковим штоком, який через отвір в задній кришці виходить за її межі і кінематично з'єднаний з вихідним валом електричного крокового двигуна.

Недоліком такого приводу є те, що діапазон позиціонування вихідного штока залежить від числа розрядних поршнів. Із збільшенням числа розрядних поршнів збільшується осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра і зменшується статичне зусилля приводу. Осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра такого приводу приблизно дорівнює потрібній величині максимального переміщення вихідного штока, тобто $l_0 \approx 3 \cdot X_{\max}$, де X_{\max} - максимальна величина переміщення вихідного штока. Так, наприклад, осьовий габаритний розмір виконавчого циліндра такого приводу при дискретності $X_0 = 1$ мм і числу розрядів (поршнів) $n = 10$ буде приблизно дорівнювати $l_0 \approx X_0(2^n - 1) \cdot 3 = 1(2^{10} - 1) \cdot 3 = 3069$ мм, що дуже ускладнює конструкцію і обмежує область застосування.

За найближчий аналог (прототип) прийнята конструкція багатопозиційного пневмоелектричного приводу (див. Патент України. Багатопозиційний пневмоелектричний привод № 117163 МПК (2006.01) F15B11/02, Бюл. № 12 від 26.06.2017 р.), що містить виконавчий циліндр з передньою і задньою кришками, між якими розміщені додатковий поршень з пустотілим хвостовиком, на кінці якого закріплені кільцеві упори з можливістю взаємодії з кільцевими упорами, закріпленими на торці поршня старшого розряду з вихідним штоком, додатковий і розрядний поршень утворюють розрядну пневматичну порожнину старшого розряду і гідравлічну порожнину, яка сполучена з вихідним каналом об'ємного гідравлічного дозатора, виконаного у вигляді розміщених в циліндрах розрядних поршнів з утворенням гідравлічних і пневматичних порожнин, в одному з циліндрів гідравлічного дозатора розміщений поршень, шток якого кінематично сполучений з вихідним валом електричного крокового двигуна.

Недоліком такого приводу є те, що точність позиціонування вихідного штока залежить від втрати рідини під час роботи, які з часом збільшуються і не компенсуються. Все це обмежує область застосування таких приводів.

В основу винаходу поставлена задача підвищення точності позиціонування вихідного штока за рахунок переміщення виконавчого циліндра з вихідним штоком безпосередньо від електричного крокового двигуна, вихідний вал якого кінематично сполучений з задньою кришкою виконавчого циліндра. Крім того, в процесі роботи втрачена рідина із приводу компенсується, вона автоматично підводиться від акумулятора через зворотний клапан в робочі камери дозатора і гідравлічну камеру виконавчого циліндра.

Поставлена задача вирішується тим, що в багатопозиційному пневмоелектричному приводі, що містить електричний кроковий двигун, виконавчий циліндр з передньою і задньою кришками і розміщеними між ними додатковим поршнем з пустотілим хвостовиком, на кінці якого закріплені кільцеві упори з можливістю взаємодії з кільцевими упорами, закріпленими на торці поршня старшого розряду з вихідним штоком, додатковий і розрядний поршні утворюють розрядну пневматичну камеру старшого розряду і герметичну гідравлічну камеру, яка сполучена живлячим каналом з вихідним каналом об'ємного гідравлічного дозатора, виконаного у вигляді гідроциліндрів з розміщеними в них розрядними поршнями з утворенням гідравлічних і пневматичних розрядних камер з каналами живлення, згідно з корисною моделлю, вихідний вал електричного крокового двигуна кінематично сполучений з задньою кришкою виконавчого циліндра, який рухомо в осьовому напрямку розміщений у напрямній, а його гідравлічна камера і гідравлічні камери дозаторів з'єднані з вихідним каналом зворотного клапана, вхідний канал якого сполучений з гідравлічною камерою акумулятора, до пневматичної камери якого підводиться тиск живлення від редукційного клапана.

В результаті цього досягається підвищення точності позиціонування вихідного штока, що обумовлює і розширення області застосування таких багатопозиційних пневмоелектричних приводів.

Суть винаходу пояснюється кресленням, де показана схема багатопозиційного пневмоелектричного приводу.

Багатопозиційний пневмоелектричний привод складається з виконавчого циліндра 1, до якого прикріплені передня 2 і задня кришка 3 з хвостовиком 4. Між передньою і задньою

- кришками розміщені додатковий поршень 5 з хвостовиком 6 і поршень старшого розряду 7 з вихідним штоком 8. На поршні 7 і хвостовику 6 закріплені відповідно кільцеві упори 9 і 10, які обмежують переміщення поршня старшого розряду 7 відносно додаткового поршня 5. Додатковий поршень і поршень старшого розряду 7 зі штоком 8 утворюють пневматичну камеру старшого розряду m з каналом живлення 11, штокову камеру e і гідравлічну камеру k з каналом живлення 12, який сполучений з вихідним каналом зворотного клапана 13 і вихідними каналами 14 і 15 гідравлічного дозатора. Гідравлічний об'ємний дозатор, виконаний у вигляді циліндрів 16 і 17, в яких розміщені поршні молодших розрядів 18, 19, 20 і 21, з ходами відповідно рівними l_0 , $2l_0$, $4l_0$, і $8l_0$, і з утворенням пневматичних розрядних камер a , b , c , d і гідравлічних камер n , o , p і r з об'ємами рідини V_0 , $2V_0$, $4V_0$ і $8V_0$. Виконавчий циліндр 1 розміщений рухомо в осьовому напрямку в напрямній 22, в якій виконаний поздовжній паз 23. В пазі 23 розміщена шпонка 24, яка закріплена в циліндрі 1. В задню кришку 3 вгвинчений гвинт 25, який кінематично через муфту 26 з'єднаний з вихідним валом 27 електричного крокового двигуна 28. Довжина робочої частини гвинта 25 дорівнює $l_{гв}$. Тиск живлення $P_{ж}$ підводиться до редукційного клапана 29, вихідний канал якого сполучений з пневматичною камерою акумулятора 30, а його гідравлічна камера сполучена з вхідним каналом зворотного клапана 13. Відстань між кільцевими упорами 9 і 10 l_y , визначається по залежності

$$l_y = \frac{4V_0}{\pi(D_{ц}^2 - d^2)} \cdot 2^n,$$

- де V_0 - об'єм рідини молодшого розряду гідравлічного дозатора; $D_{ц}$ - діаметр циліндра 1; d - діаметр хвостовика 4; n - число розрядів (поршнів) гідравлічного дозатора. Робоча довжина гвинта 25 визначається із залежності

$$l_{гв} \geq \frac{4V_0}{\pi(D_{ц}^2 - d^2)}.$$

Принцип дії багатопозиційного пневмоелектричного приводу полягає в наступному.

- У вихідному положенні електричний кроковий двигун 28 знеструмлений, до камери e циліндра 1 підведений тиск живлення $P_{ж}$, під дією цього тиску додатковий поршень 5 і поршень 7 знаходяться в лівому крайньому положенні (за кресленням). При цьому рідина із камери k витіснена в камери n , o , p і r гідравлічного дозатора. Поршні 18 і 19 гідравлічного дозатора займають ліве крайнє положення, а поршні 20 і 21 займають праве крайнє положення (за кресленням). Камери a , b , c і d гідравлічного дозатора з'єднані з атмосферою. До редукційного клапана 29 підведений тиск живлення $P_{ж}$, на виході редукційного клапана 29 установлюється тиск P_r , який надходить в пневматичну камеру акумулятора 30 і витісняє рідину через зворотний клапан 13 в гідравлічні камери дозаторів. При цьому величина тиску рідини в камерах дозатора n , o , p , r і в камері k циліндра 1 визначається із залежності

$$P_k = \frac{4F_{тер}}{\pi \cdot D_g^2} \cdot f,$$

- де $F_{тер}$ - зусилля тертя поршня дозатора; D_g - діаметр поршня дозатора; f - коефіцієнт запаса, який приблизно дорівнює 1,1-1,2.

- При опрацюванні, наприклад, кодової комбінації керуючих сигналів 00001 (тиск живлення підводиться тільки до камери a молодшого розряду), поршень молодшого (першого) розряду 18 переміщується праворуч (за кресленням) на величину l_0 і витісняє рідину об'ємом V_0 в камеру k виконавчого циліндра 1. При цьому вихідний шток 8 переміщується праворуч на величину

$$X_0 = \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d^2} \cdot l_0,$$

де D_g - діаметр поршня гідравлічного дозатора; l_0 - переміщення поршня молодшого розряду 18.

- При опрацюванні кодової комбінації і керуючих сигналів 00010 (тиск живлення підводиться тільки до камери b гідравлічного дозатора) поршень другого розряду 19 переміщується

праворуч на величину $2l_0$ і витісняє рідину об'ємом $2V_0$ в камеру k, при цьому вихідний шток 8 переміщується праворуч на величину

$$2X_0 = 2 \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d^2} \cdot l_0$$

- 5 Комбінації керуючих сигналів 00011 (тиск живлення одночасно підводиться до камер a і b дозатора) відповідає переміщення вихідного штока 8 на величину

$$3X_0 = 3 \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d^2} \cdot l_0$$

Комбінації керуючих сигналів 11111 (тиск живлення одночасно підводиться до камер a, b, c, d гідралічного дозатора і до камери m старшого розряду 7) відповідає переміщення вихідного штока 8 на величину

10
$$31X_0 = 31 \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d^2} \cdot l_0$$

При опрацюванні одного імпульсу напруги, що подається на електричний кроковий двигун 28 циліндр 1 переміщується праворуч на величину

$$\Delta X_0 = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв}$$

де $\Delta \varphi$ - мінімальний кут повороту вихідного вала крокового двигуна; $t_{гв}$ - крок гвинта 25.

- 15 При цьому вихідний шток 8 теж переміститься праворуч на величину ΔX_0 .

При опрацюванні $n_{ім}$ імпульсів електричним кроковим двигуном 28 циліндр 1 з вихідним штоком 8 переміститься праворуч на величину

$$\Delta X_0 = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім}$$

- 20 При опрацюванні $n_{ім}$ електричним кроковим двигуном 28 і комбінації керуючих сигналів 10000 (тиск живлення підводиться тільки до камери m циліндра 1).

Циліндр 1 переміщується праворуч на величину $\Delta X_{ц} = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім}$, а вихідний шток 8

переміщується праворуч на величину $\Delta X = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{ім} + 16X_0$.

- 25 Максимальна величина переміщення вихідного штока 8 при опрацюванні n_{max} імпульсів електричним кроковим двигуном і опрацюванні комбінації керуючих сигналів визначається із залежності

$$X_{max} = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{max} + 31 \frac{D_g^2}{D_{ц}^2 - d^2} \cdot l_0$$

При цьому виконавчий циліндр 1 переміщується праворуч на величину

$$\Delta X_{ц, max} = \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t_{гв} \cdot n_{max}$$

Число позицій вихідного штока 8

- 30
$$N_{max} = 2^{n-1} \cdot n_{max}$$

При опрацюванні електричним кроковим двигуном $n_{ім}$ і комбінації керуючих сигналів 10000 (тиск живлення підводиться тільки до камери m циліндра 1) величина переміщення вихідного штока 8 не належить від втрати рідини в приводі, що обумовлює високу точність позиціонування вихідного штока.

- 35 При втраті рідини в процесі роботи привода розрядні поршні не доходять до свого вихідного положення, при цьому від акумулятора 30 під тиском P_p рідина надходить через зворотний клапан 13 в розрядні камери n, o, p і і примушує зайняти розрядні поршні 18, 19, 20 і 21 вихідне положення, тобто вони притискуються до кришок дозатора. При цьому зусилля від тиску P_p , що

діє на торцеву поверхню поршня 5, значно менше зусилля від тиску $P_{ж}$, що діє на поверхню поршня 7 зі сторони камери е, що унеможливорює рух штока 8 праворуч.

Таким чином запропонований привод забезпечує підвищену точність позиціонування вихідного штока 8 в процесі роботи, що обумовлює розширення області застосування.

5

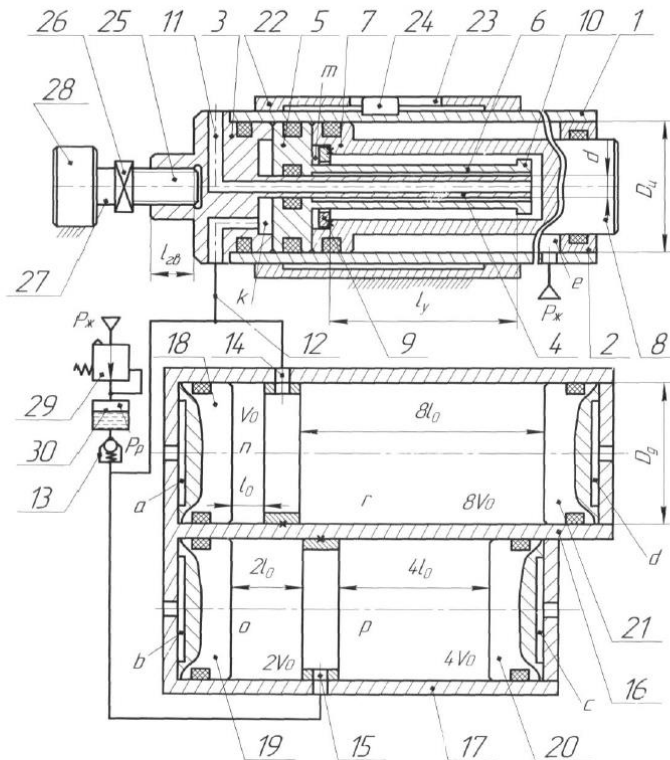
ФОРМУЛА ВНАХОДУ

Багатопозиційний пневмоелектричний привод, що містить електричний кроковий двигун, виконавчий циліндр з передньою і задньою кришками і розміщеними між ними додатковим поршнем з пустотілим хвостовиком, на кінці якого закріплені кільцеві упори з можливістю взаємодії з кільцевими упорами, закріпленими на торці поршня старшого розряду з вихідним штоком, додатковий і розрядний поршні утворюють розрядну пневматичну камеру старшого розряду і герметичну гідравлічну камеру, яка сполучена живлячим каналом з вихідним каналом об'ємного гідравлічного дозатора, виконаного у вигляді гідроциліндрів з розміщеними в них розрядними поршнями з утворенням гідравлічних і пневматичних розрядних камер з каналами живлення, який відрізняється тим, що вихідний вал електричного крокового двигуна кінематично сполучений з задньою кришкою виконавчого циліндра, який рухомо в осьовому напрямку розміщений у напрямній, а його гідравлічна камера і гідравлічні камери дозаторів з'єднані з вихідним каналом зворотного клапана, вхідний канал якого сполучений з гідравлічною камерою акумулятора, до пневматичної камери якого підводиться тиск живлення від редукційного клапана.

10

15

20

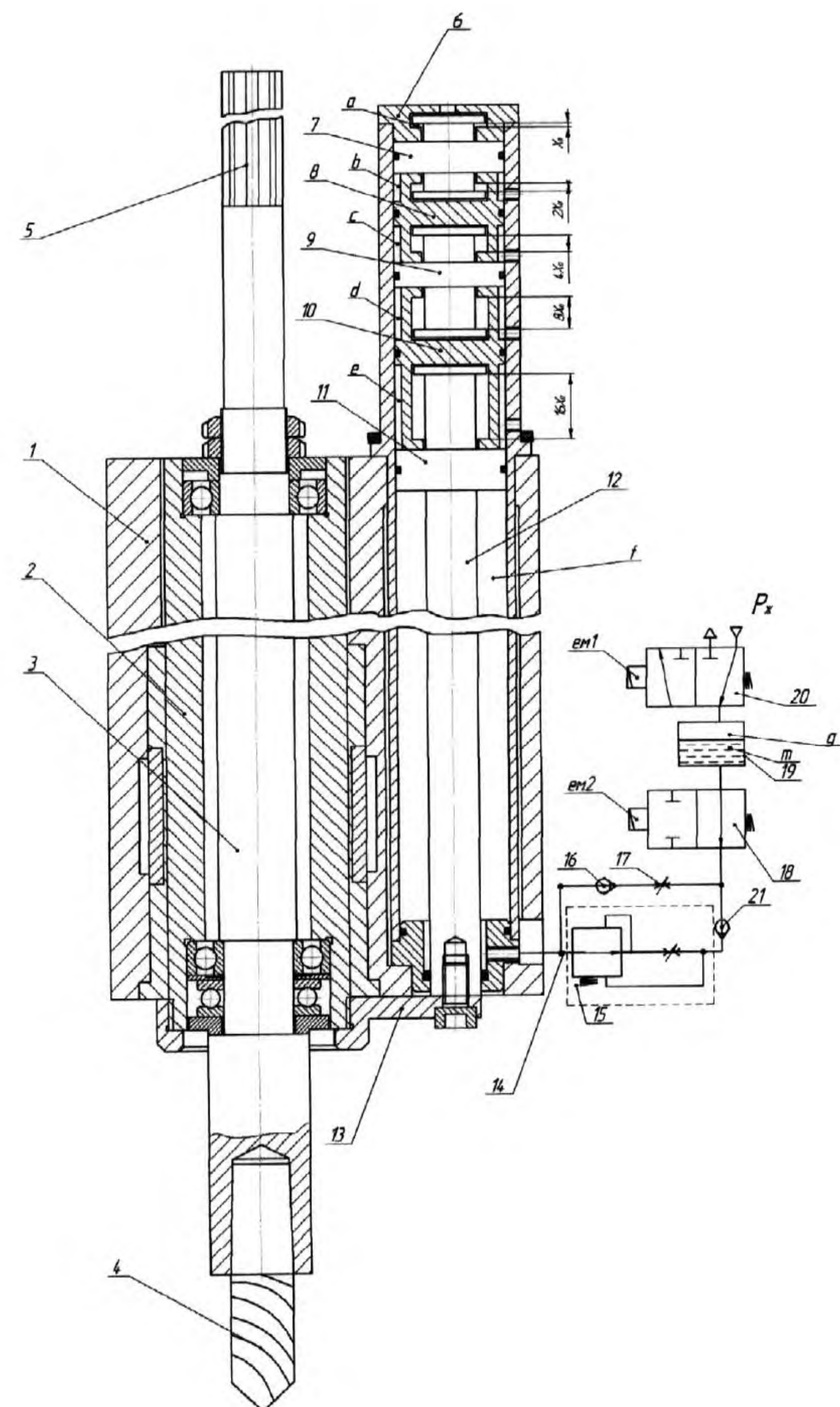
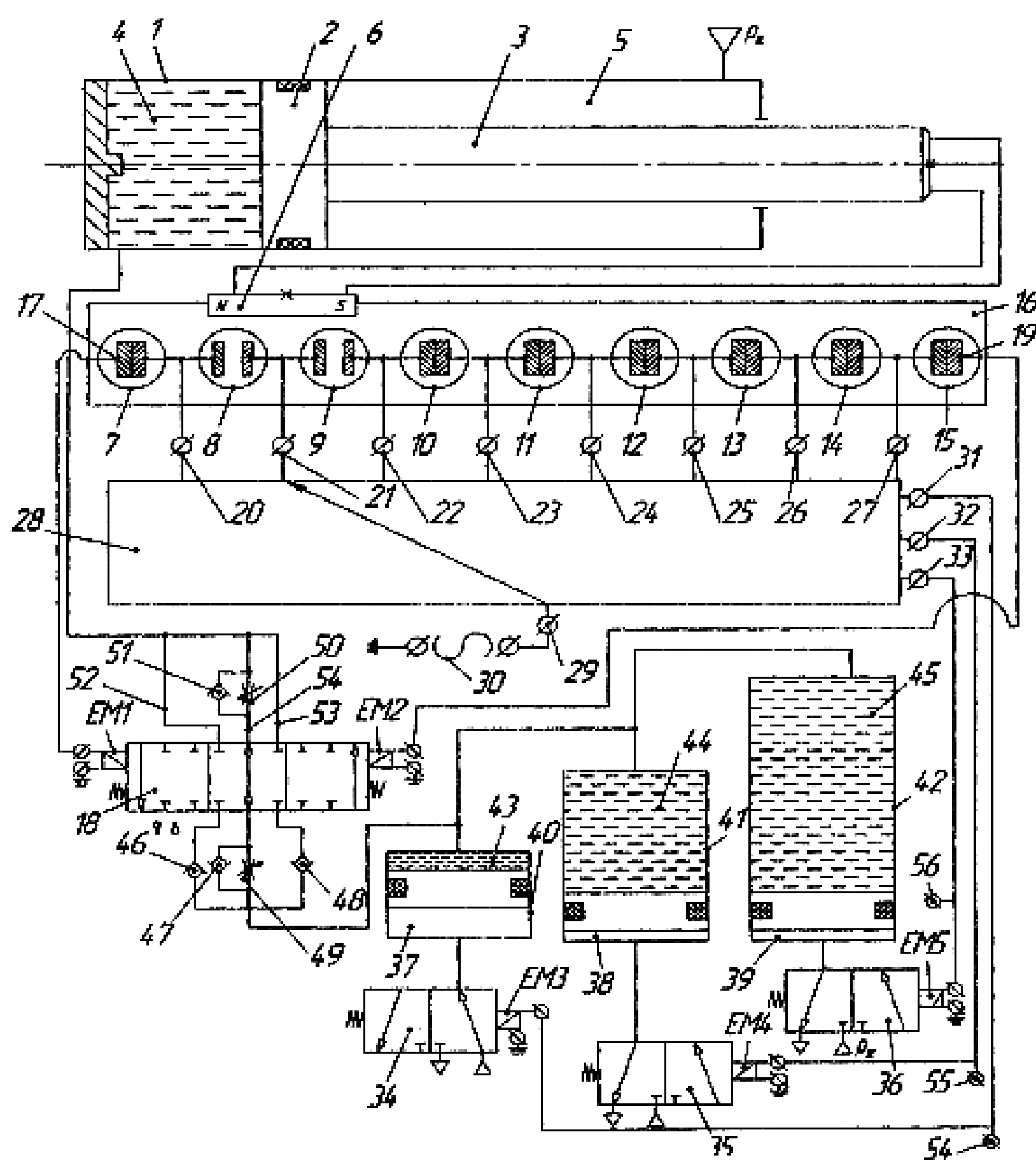


Фиг.

Комп'ютерна верстка М. Шамоніна

Міністерство розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України,
вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

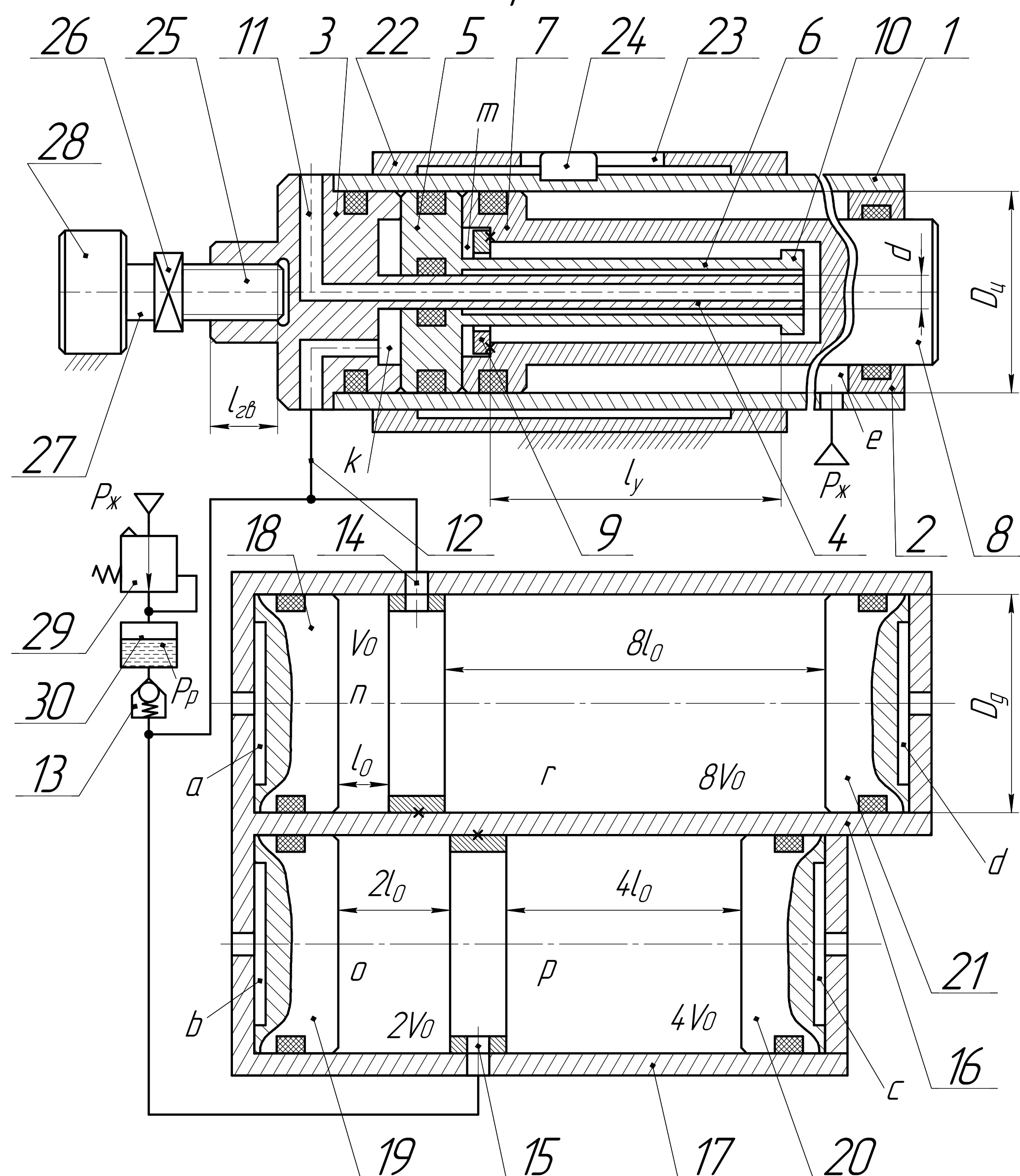
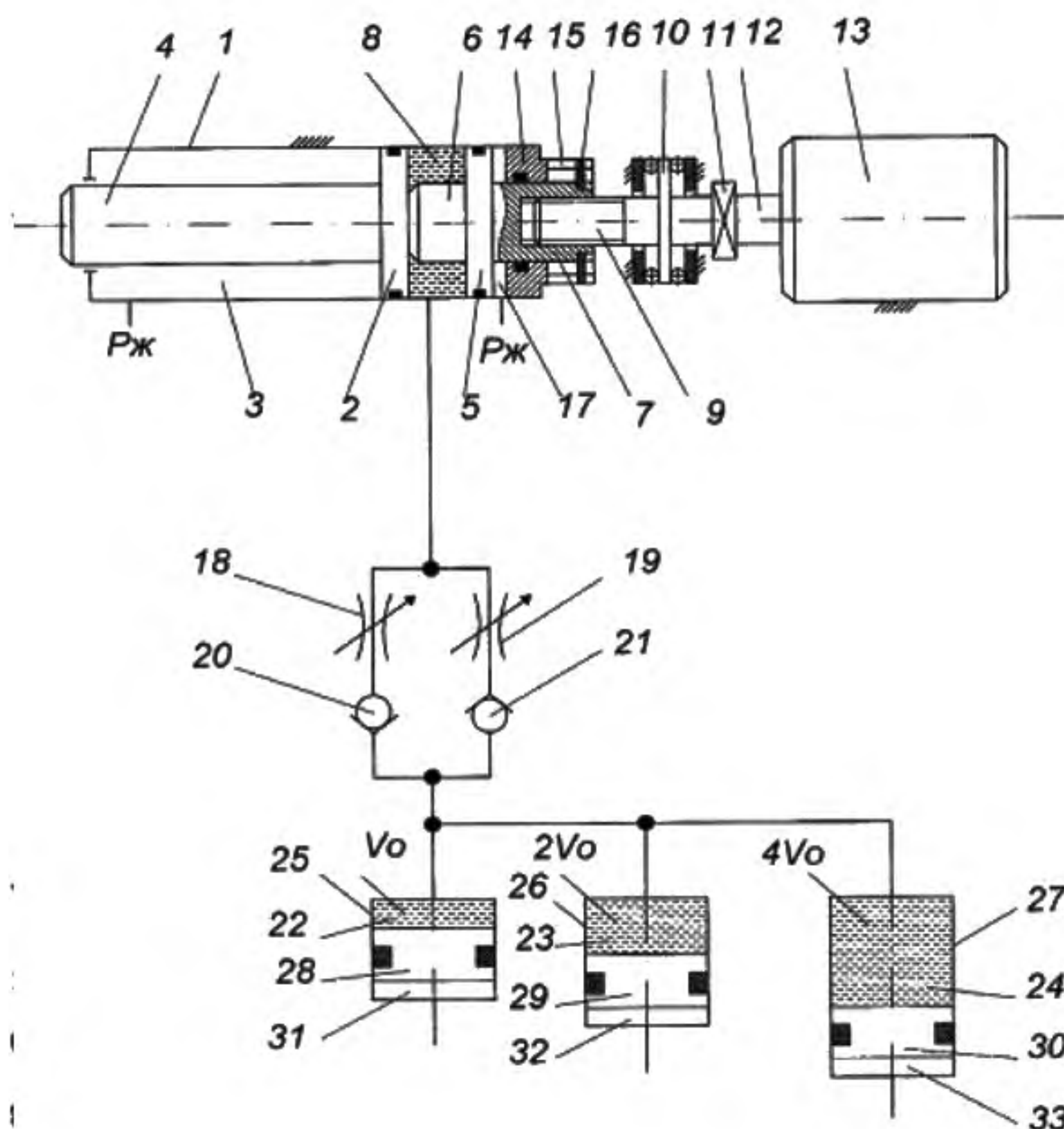


Опис:
Пневмогідролічний цифровий привод, що містить циліндр з розміщеним в ньому поршнем і вихідним штоком з утворенням гідролічної поршневої та пневматичної штокової камер з каналами живлення, гідролічні розрядні дозатори з вихідними гідролічними каналами, сполученими з гідролічною поршневою камерою і вхідними пневматичними каналами, що сполучені з вихідними каналами пневматичних двопозиційних розподільників, електричний дешифратор і датчик лінійного переміщення, який відрізняється тим, що датчик лінійного переміщення виконаний у вигляді ланцюга послідовно сполучених і розміщених з кроком, рівним дискретності привода, нормально замкнених герметичних контактів (герконів) і закріпленої на штоці розмикача, виконаного у вигляді магніта довжиною, рівною або більшою за величину кроку розміщення герметичних контактів, при цьому вхідні контакти ланцюга сполучені з вихідними контактами електричного дешифратора, а керуючі - з котушками електромагнітних двопозиційних пневматичних розподільників, вихідні контакти датчика сполучені з котушками електромагнітних трипозиційного шестилінійного гідролічного розподільника, вхідні канали якого через дроселі і зворотні клапани сполучені з гідролічними камерами дозаторів, а вихідні з гідролічною камерою циліндра.

Недоліки:
Відсутність компенсування робочої рідини, яка втрачається під час роботи привода, відносно невисока точність позиювання робочого штока.

Опис:
Пристрій подачі свердлового інструменту (шпинделя) верстата свердлильного розміщує в собі тіло і привод подачі патрона зі шпинделем. Привод подачі патрона та свердлового інструменту зі шпинделем зроблений у виді приєднаного до тіла мультипоршневого з порожнинами розрядними і порожниною штоковою зворотного переміщення, поршні гідролічного або пневматичного циліндра з цифровим кроком.

Недоліки:
Складність конструкції цифрового привода та значний осьовий габаритний розмір. Можливість появи незапрограмованих переміщень «пробавів» та «викидів».



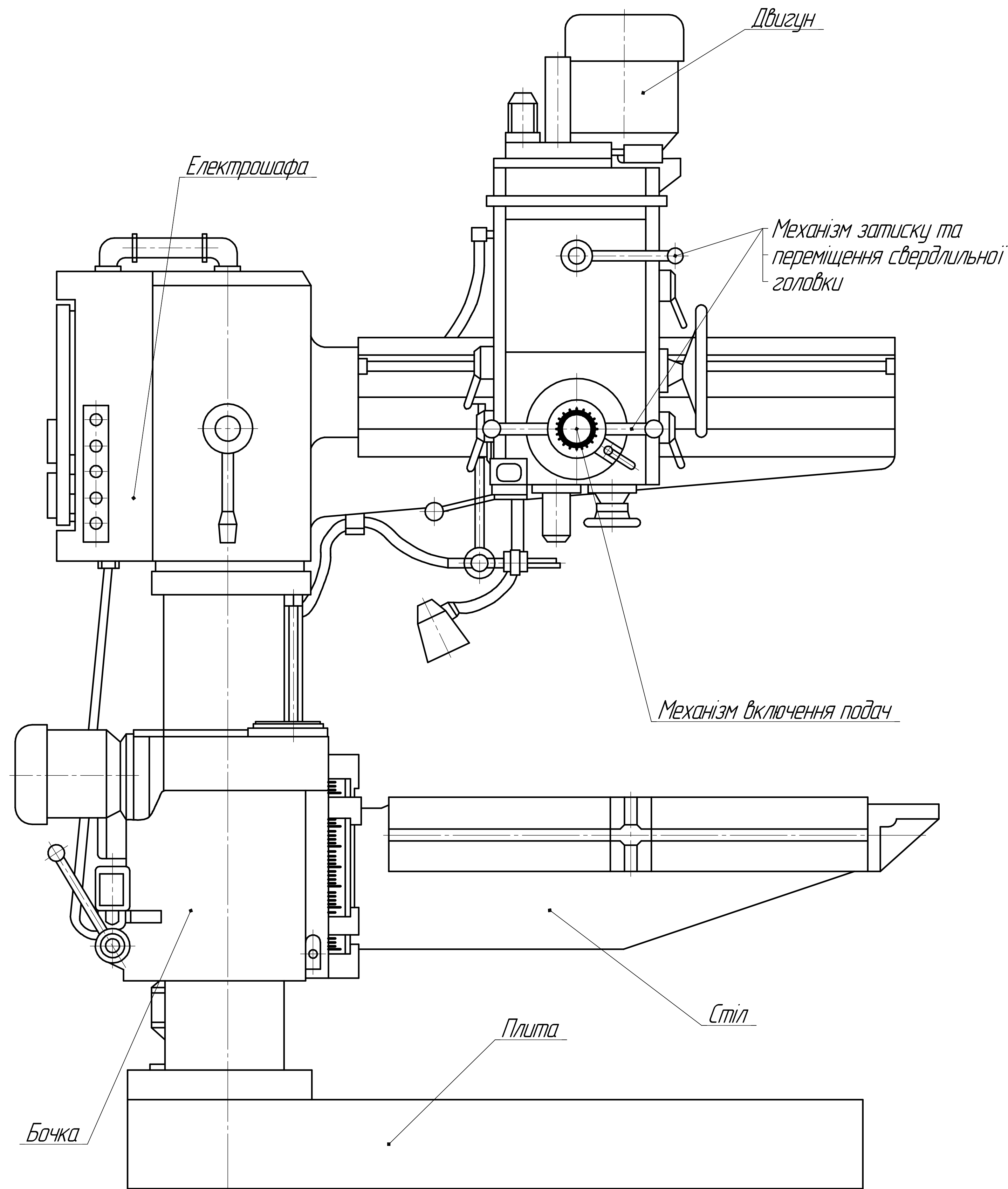
Опис:
Механізм мультипозиційний, який вміщує циліндр з задньою, а також із передньою закривками, в якому з продукуванням штокової та об'єднаної елементарної дозаторів, порожнини компенсаційної і міжпоршневої порожнини містяться поршень з робочим допоміжним разом зі штоком, які крізь осьовий отвір циліндричної форми, зроблений у задній закривці, покидає її ліміти і приєднується кінематично до вала вихідного ЕКД. Відповідно до корисної моделі камера міжпоршнева з'єднана з гідрокамерами дозаторів завдяки паралельно приєднаними дроселямиз протилежно напрямленими клапанами зворотними, а на задній закривці зроблені діаметральні протилежні пази зовнішні, в яких розташовані шпонки рухома в поздовжньому напрямку, та які прикріплюються до кінцевої частини штока допоміжного поршня.

Недоліки:
Відсутність компенсації втраченої робочої рідини, можливість появи незапрограмованих переміщень «пробавів» та «викидів» та відносно невелика дискретність переміщення вихідного штока.

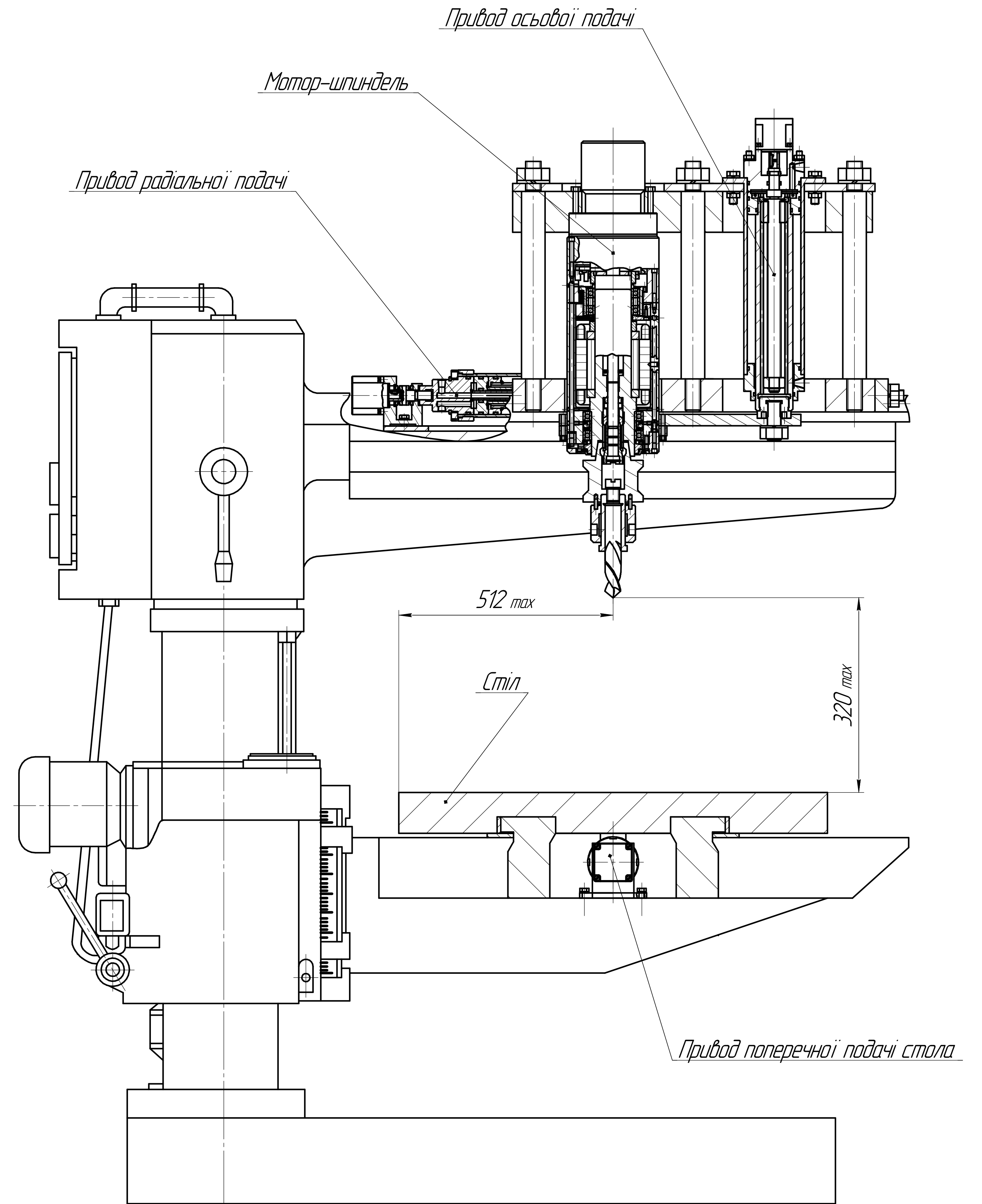
Опис:
Багатопозиційний пневмоелектричний привод, що містить електричний кроковий двигун, виконавчий циліндр з передньою і задньою кришками і розміщеними між ними додатковим поршнем з пустотілим хвостовиком, на кінці якого закріплені кільцеві упори з можливістю взаємодії з кільцевими упорами закріпленими на торці поршня старшого розряду і вихідним штоком, додатковий і розрядний поршні утворюють розрядну пневматичну камеру старшого розряду і герметичну гідролічну камеру, яка сполучена з об'ємним гідродозатором. Розміщений в напрямній виконавчий циліндр приводиться в рух від електричного крокового двигуна через згинтову пару. До об'ємного гідролічного дозатора підводиться через зворотний клапан рідина від пневмогідролічного акумулятора.

Переваги:
Забезпечує підвищену точність позиювання вихідного штока в процесі роботи, що обумовлює розширення області застосування. Забезпечує великий діапазон переміщень. Найвища компенсації робочої рідини. Малий осьовий габаритний розмір

Базовий радіально-свердильний верстат 2/1534



Модернізований радіально-свердильний верстат

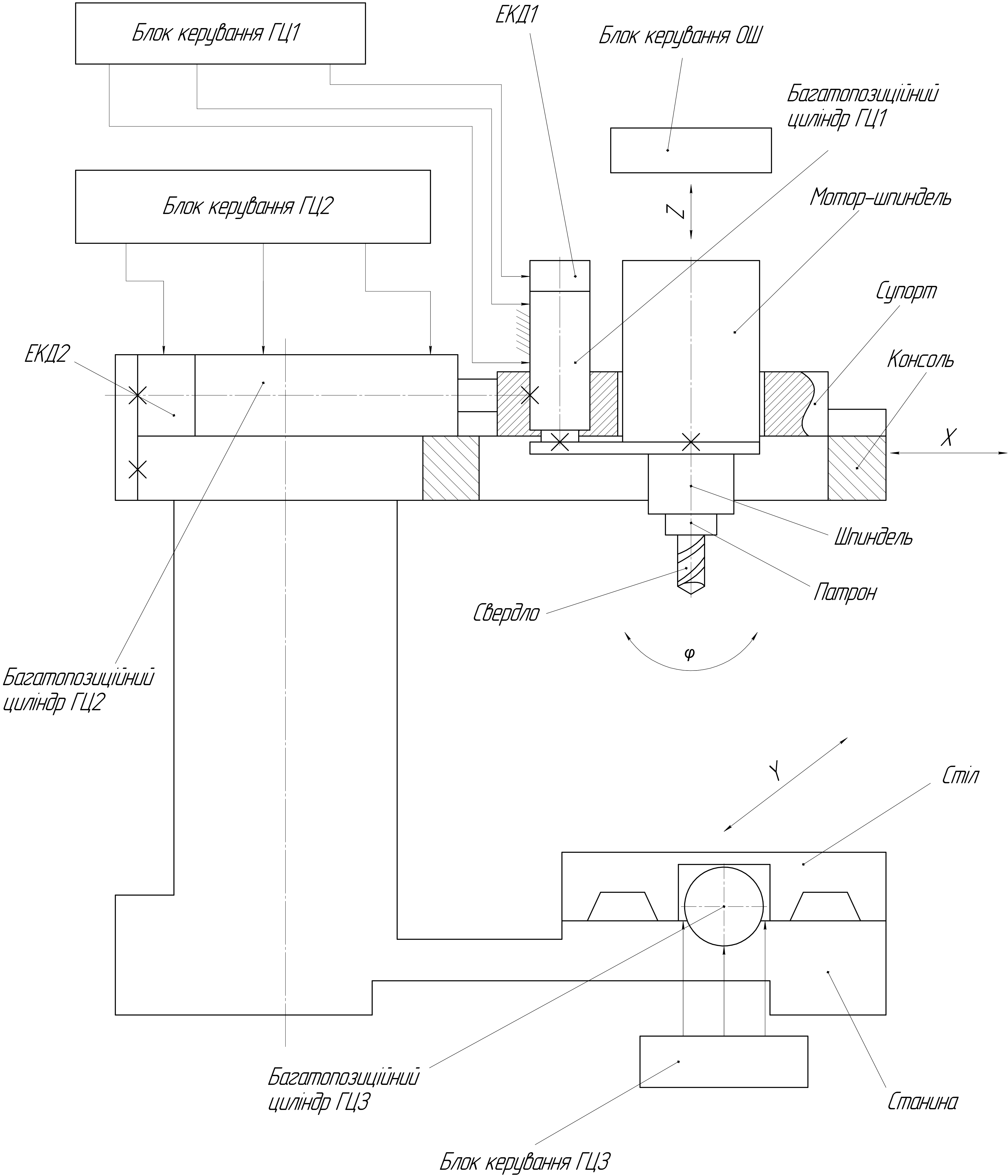


КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

Розробник: _____/Очеретяний О.Ю./

Керівник: _____/Навік М.А./

Структурна схема модернізованого радіально-свердлильного верстата

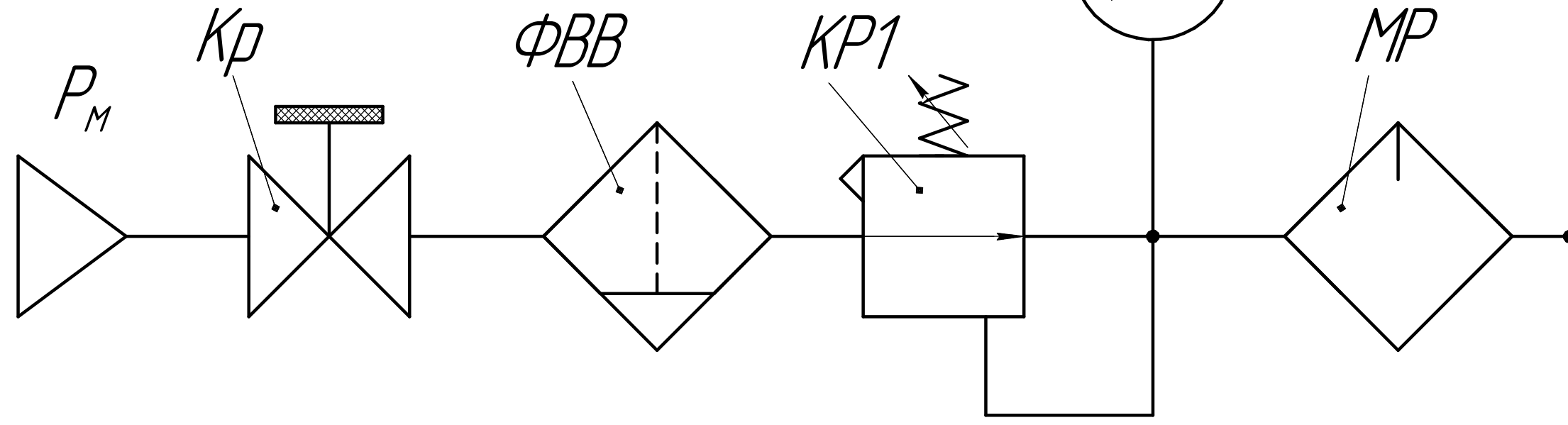
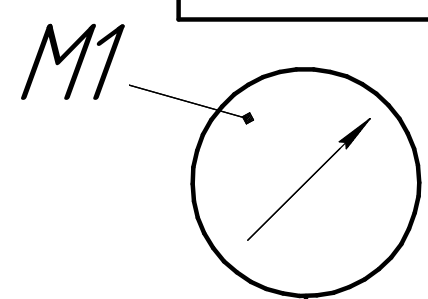
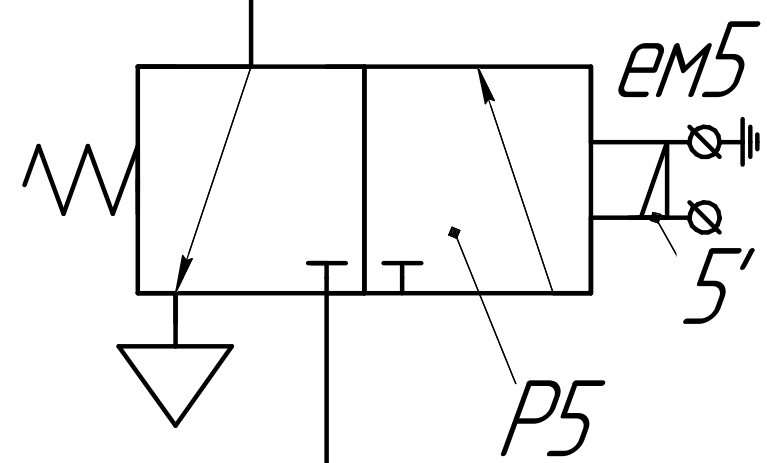


Перелік скорочень:
ГЦ – гідролічний циліндр
ЕКД – електричний кроковий двигун
ОШ – оберти шпинделя

КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81м
Розробник: _____/Очеретяний О.Ю./
Керівник: _____/Навік М.А./



КП



29

МЗ

КРЗ

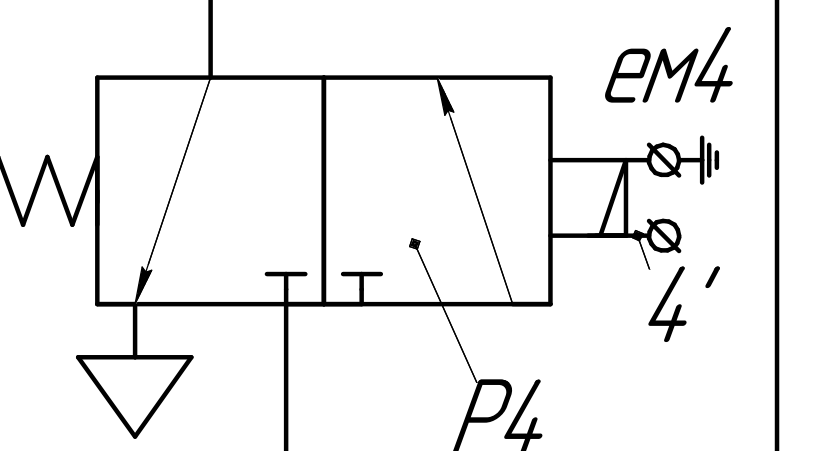
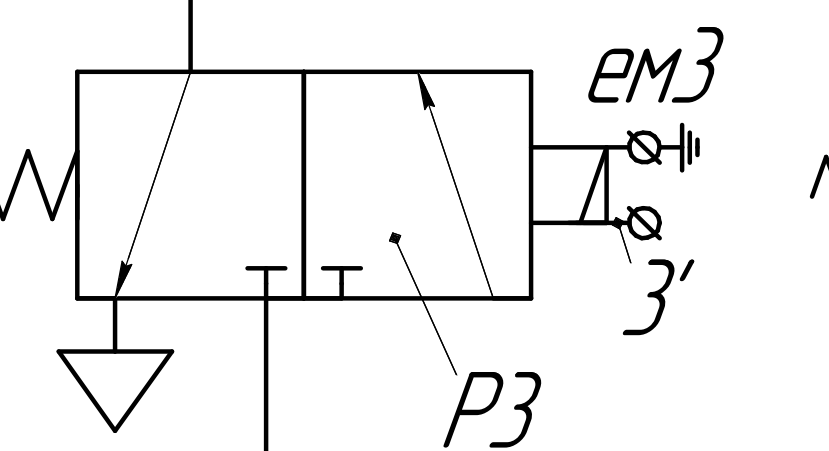
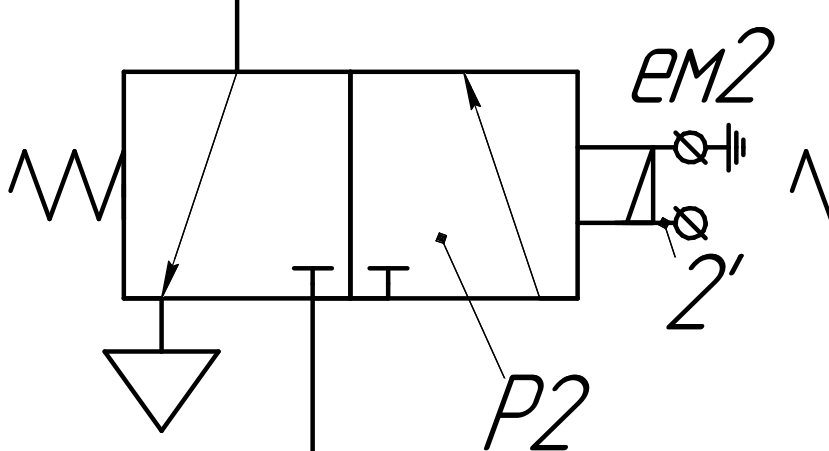
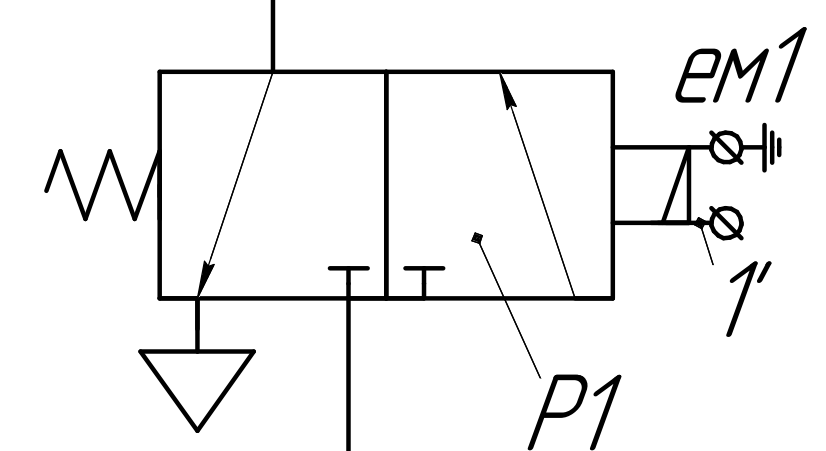
Р_р

30

13

30

13



29

МЗ

КРЗ

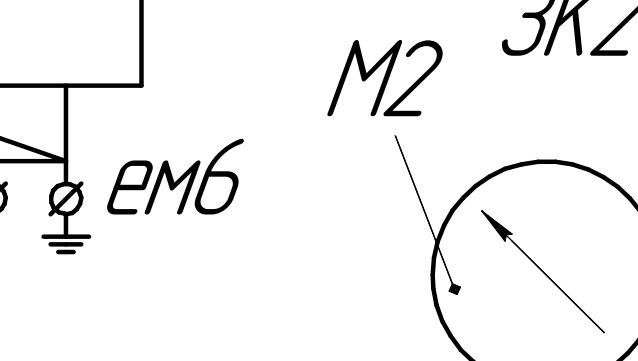
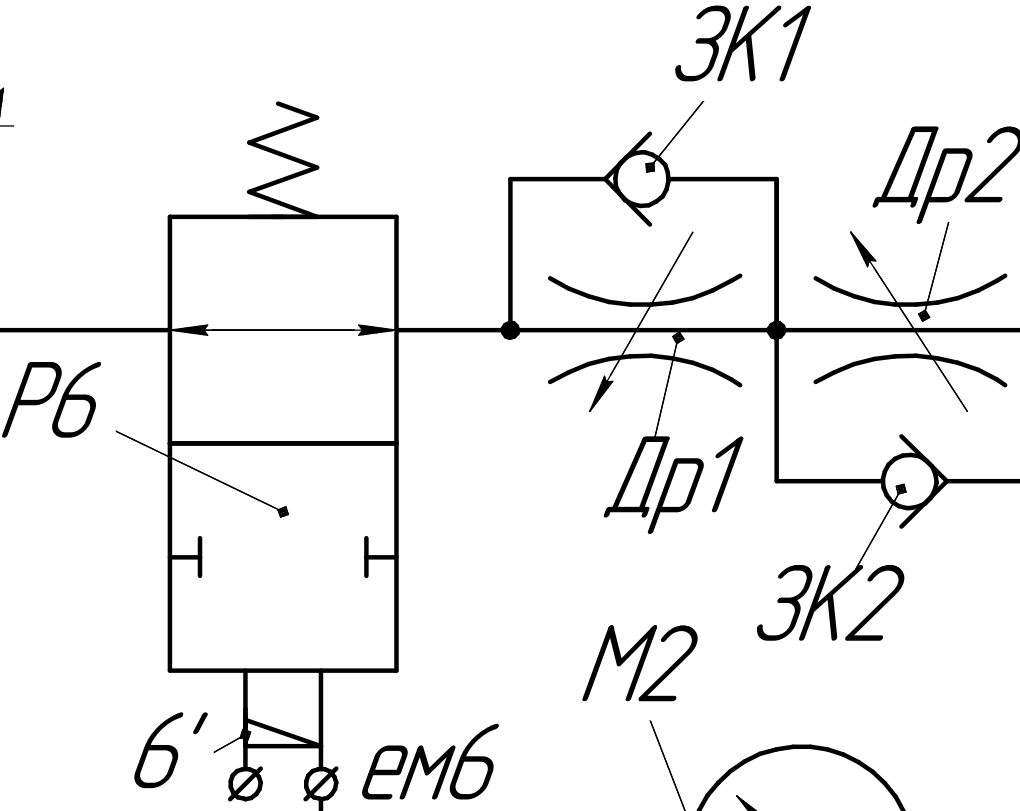
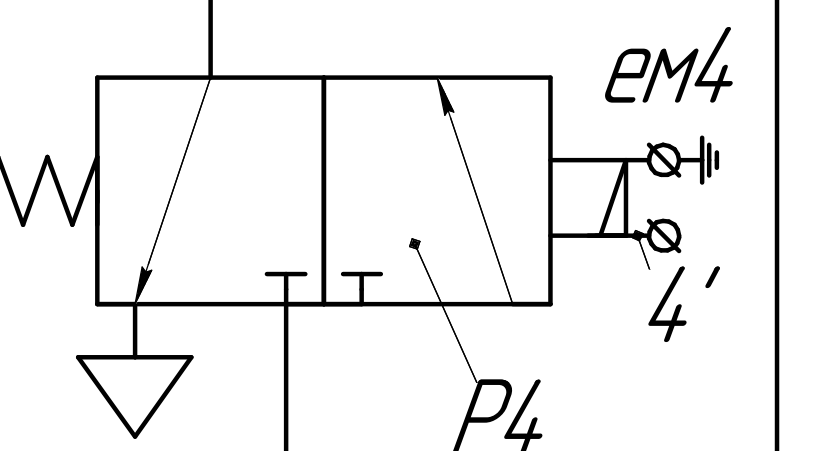
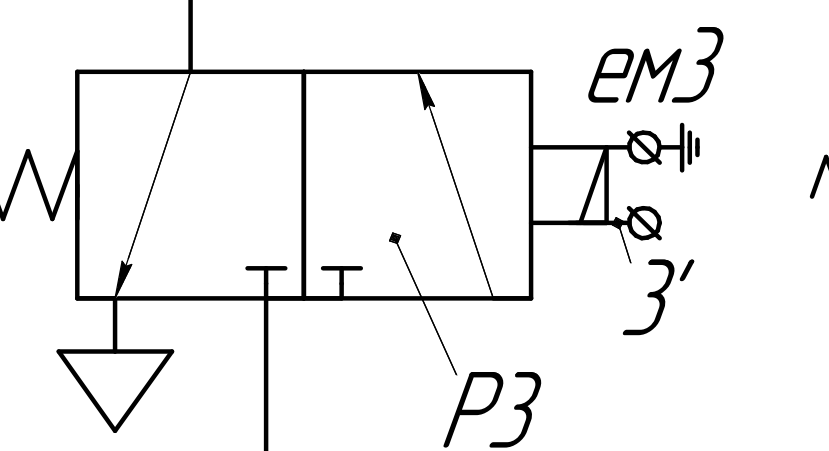
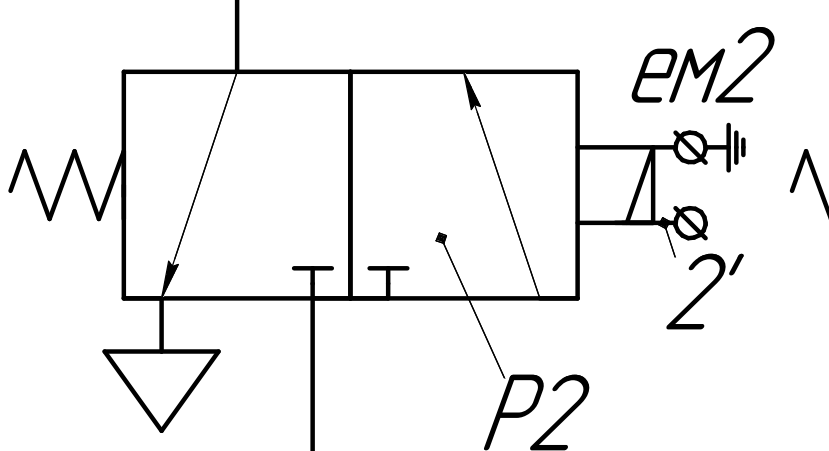
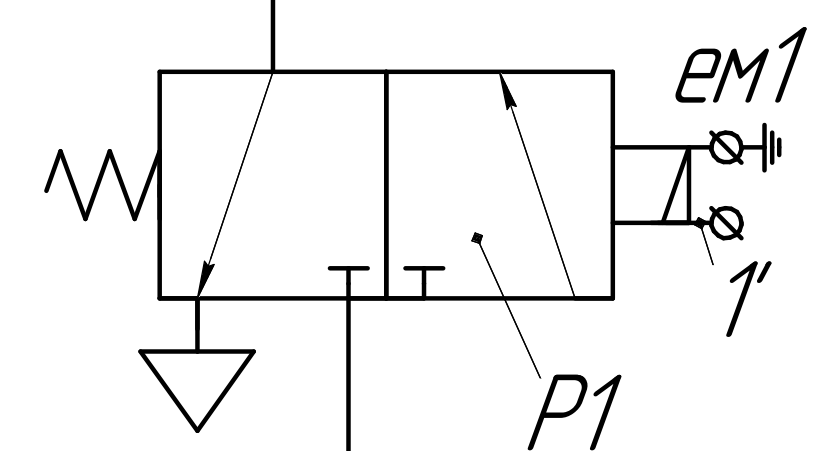
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

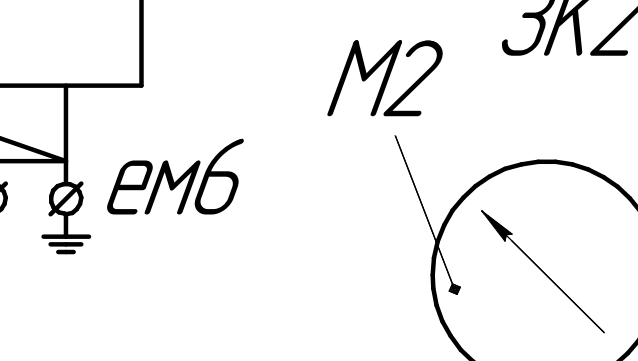
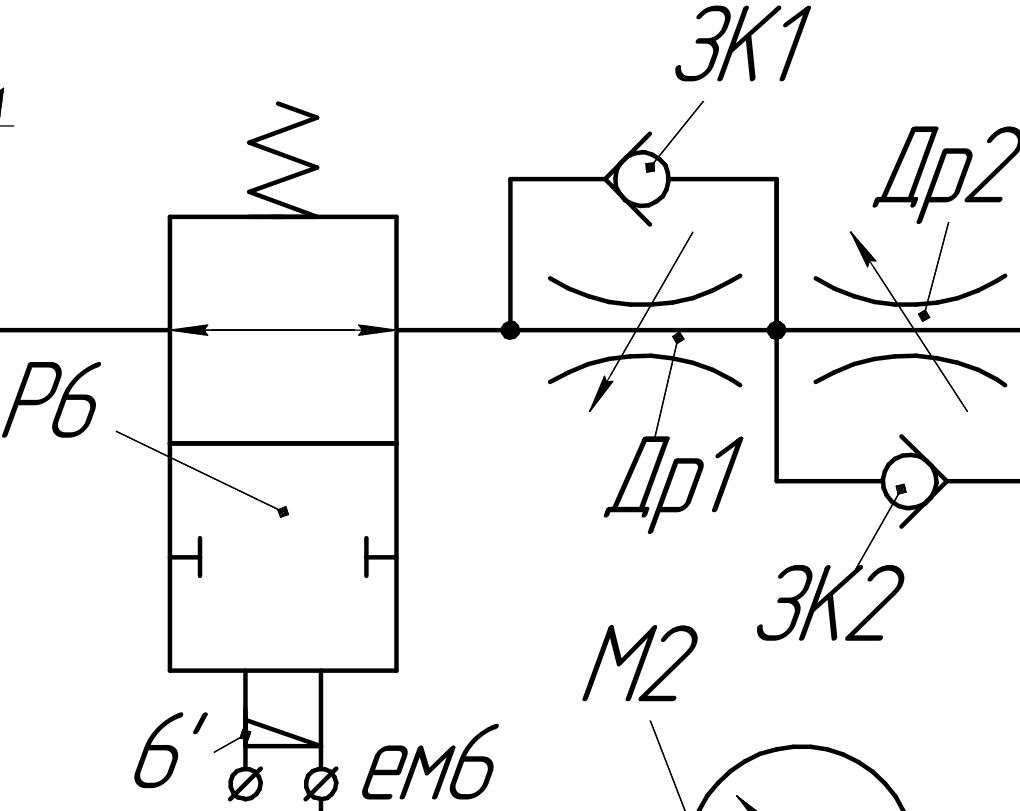
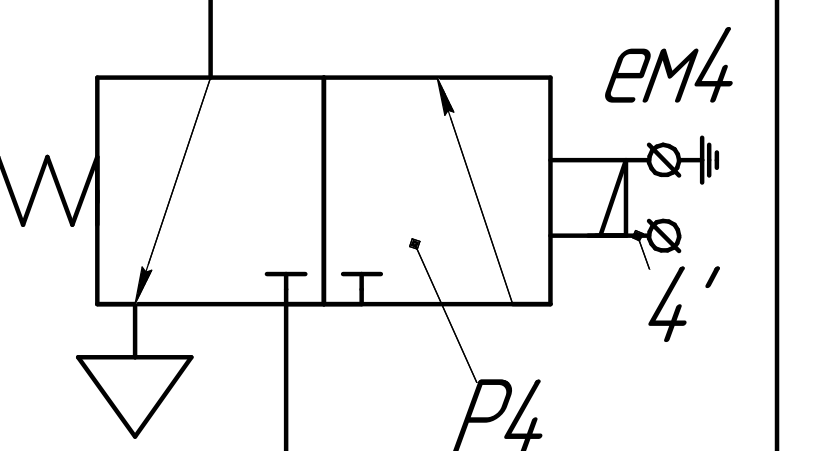
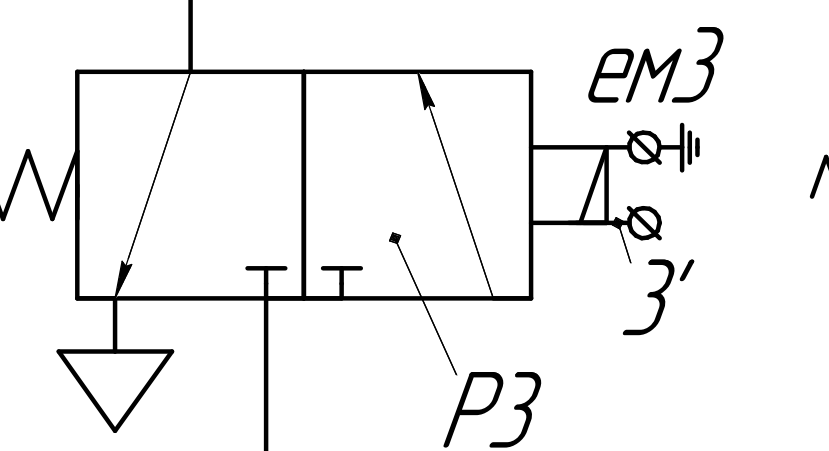
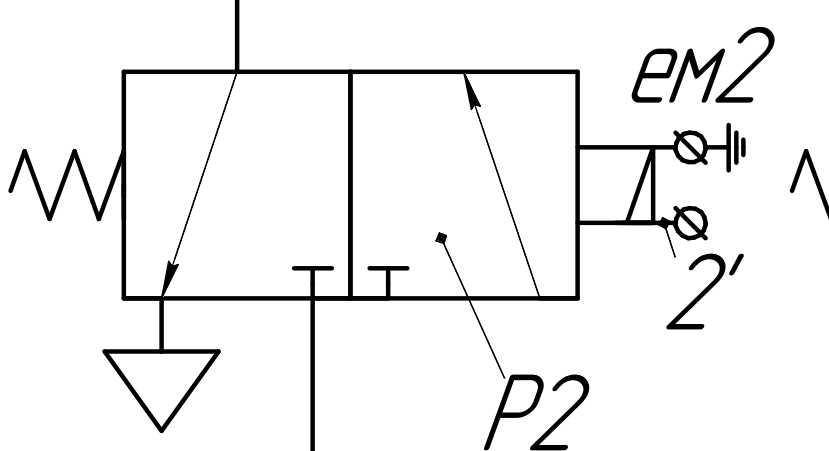
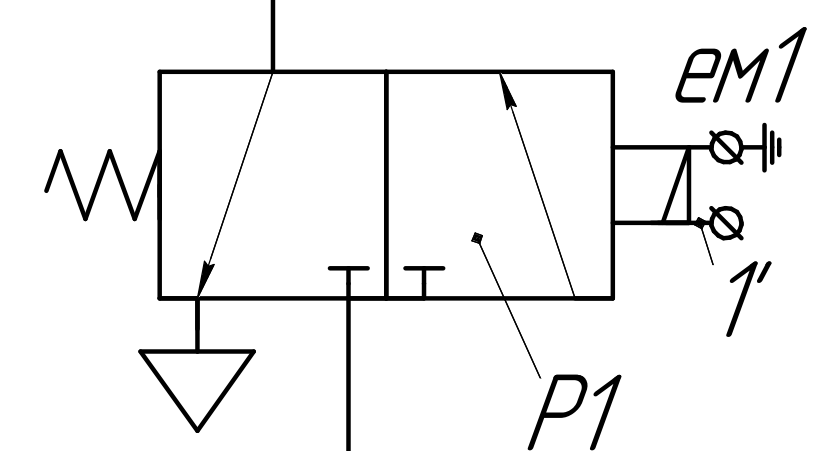
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

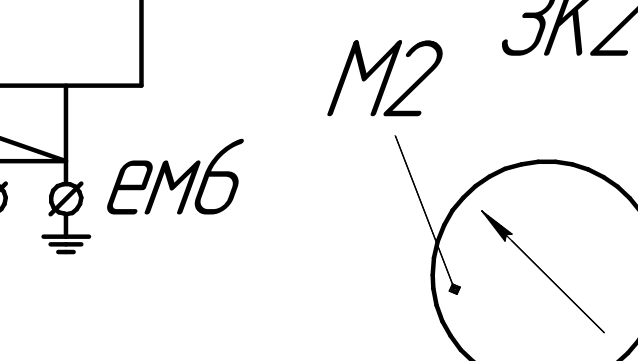
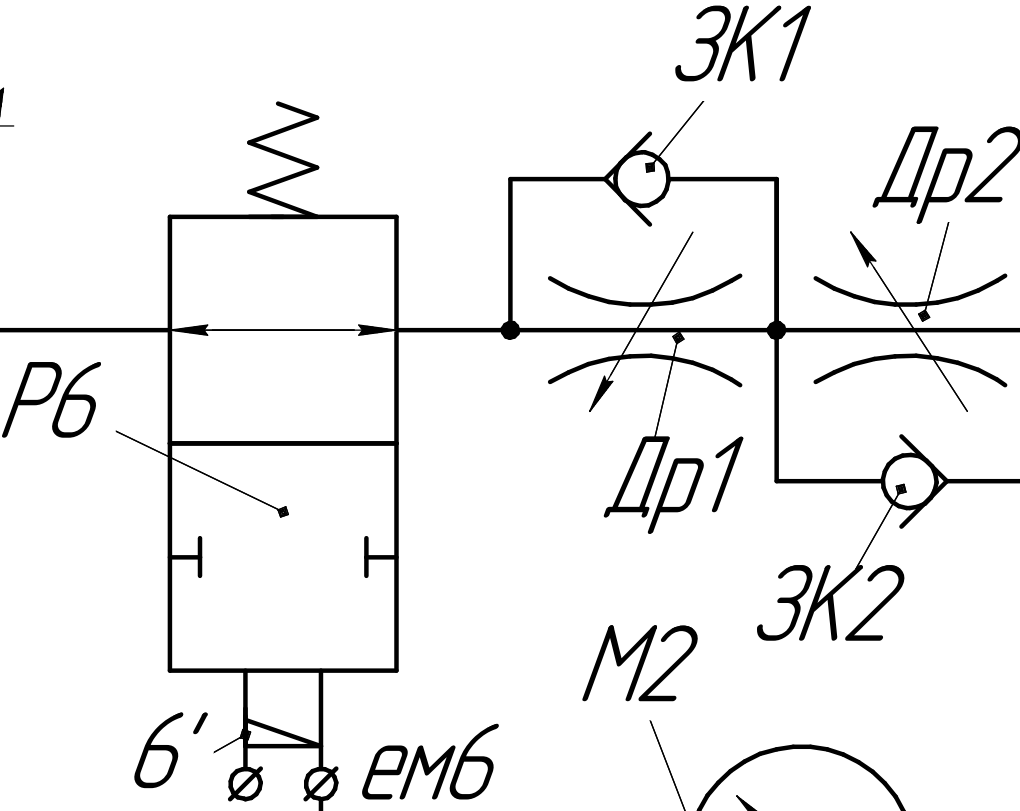
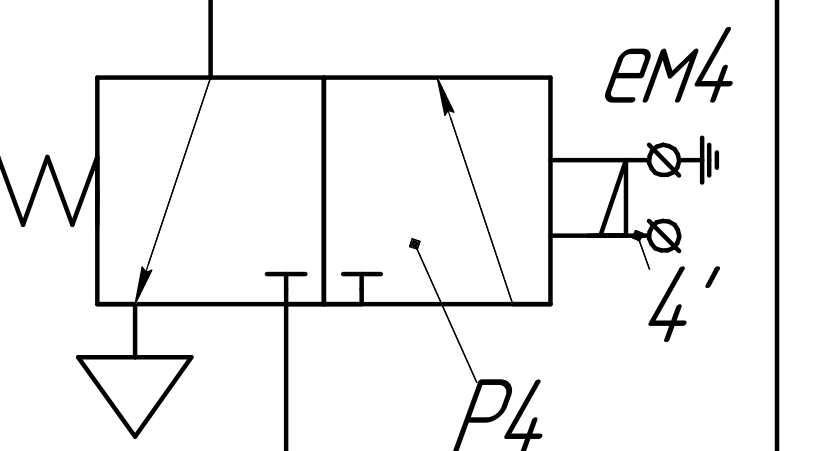
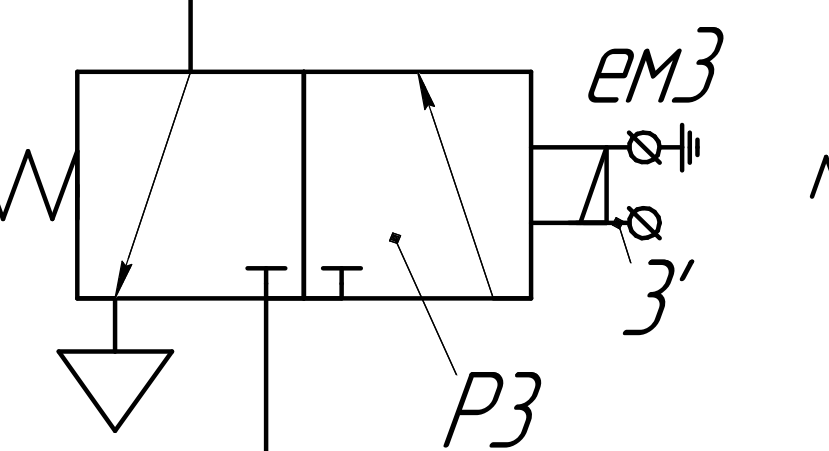
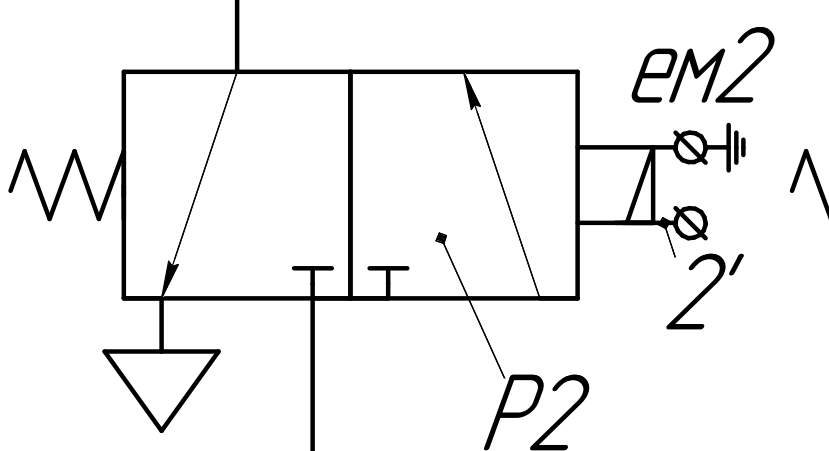
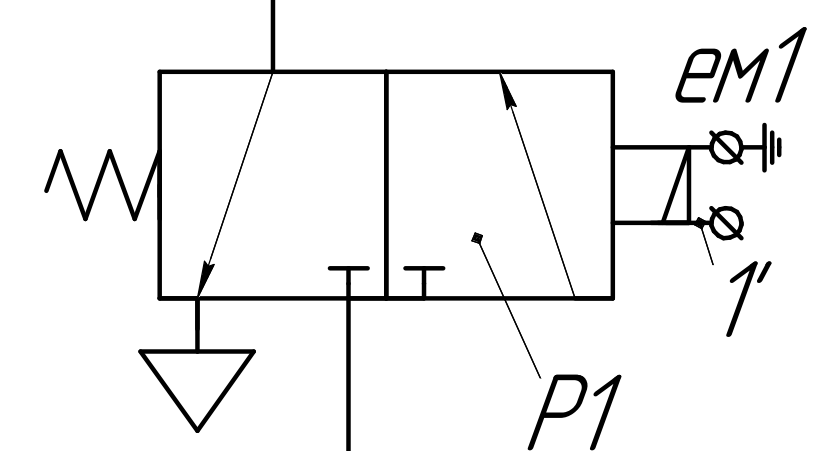
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

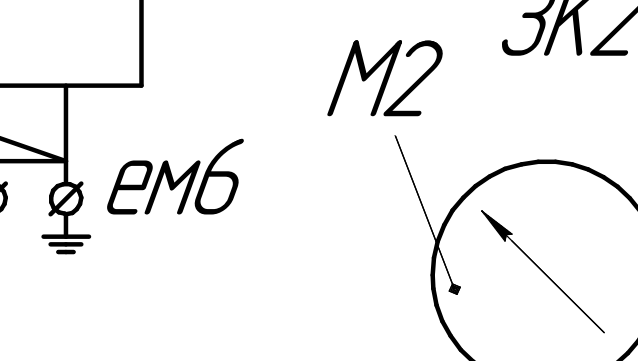
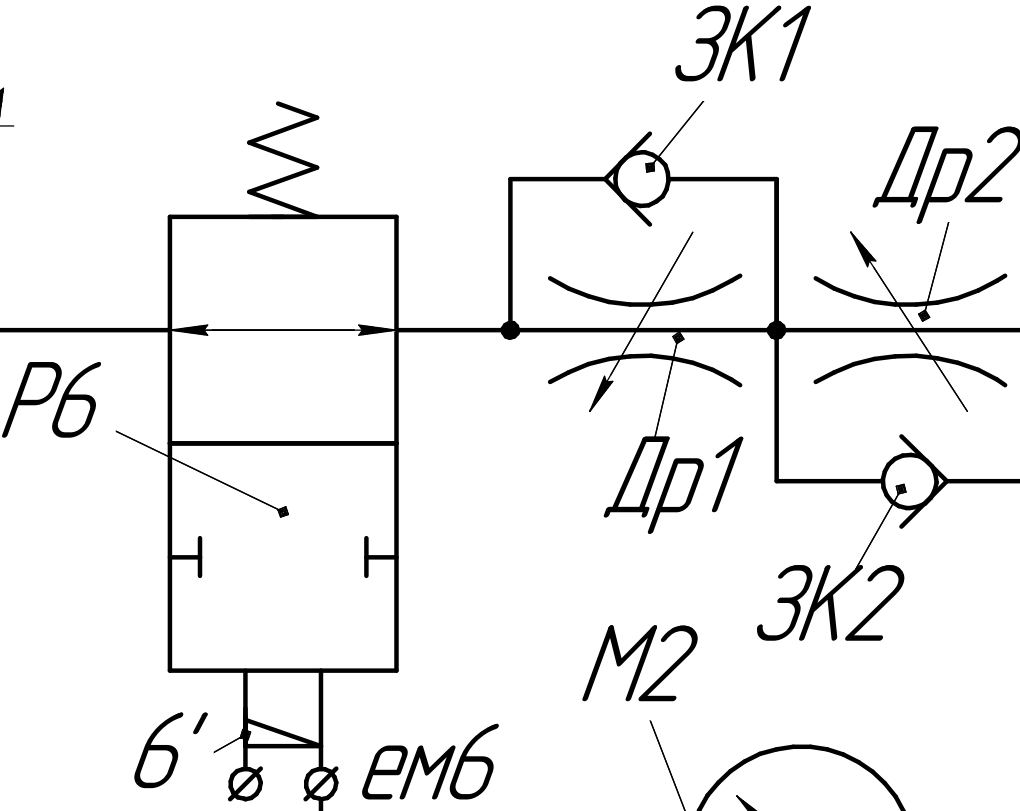
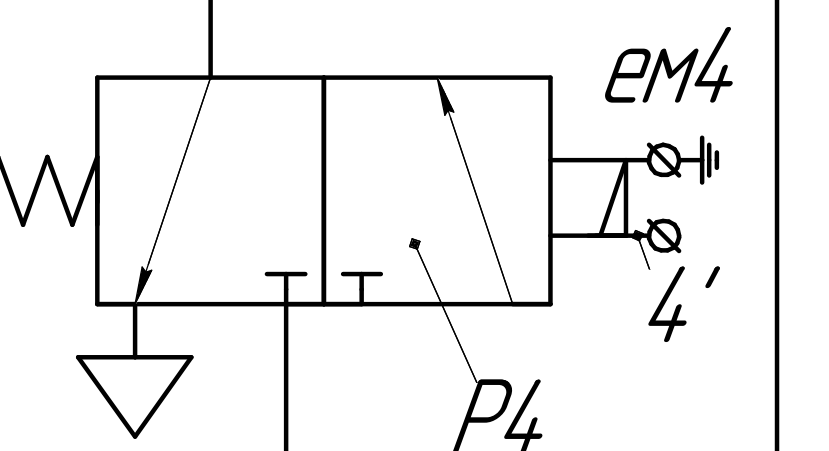
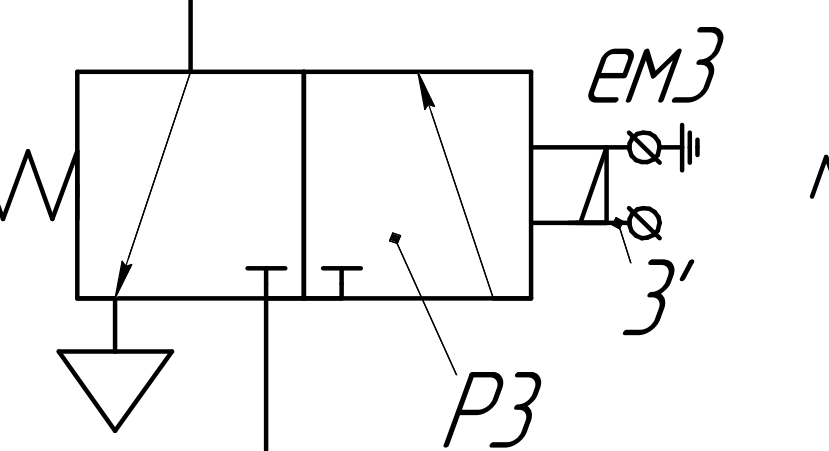
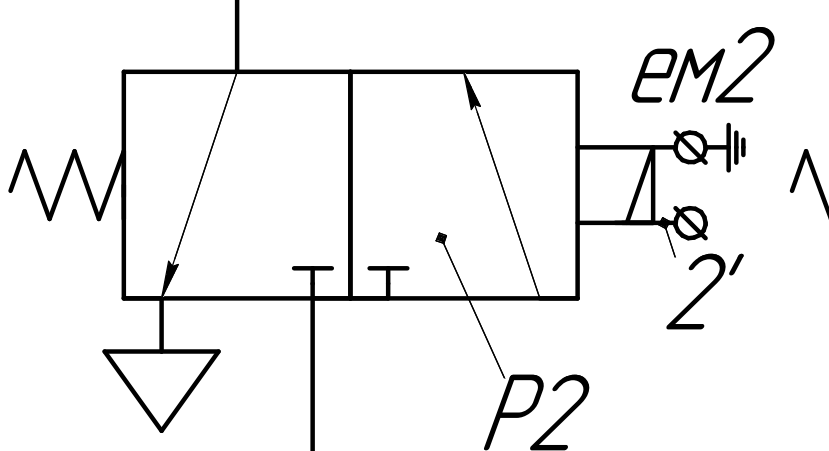
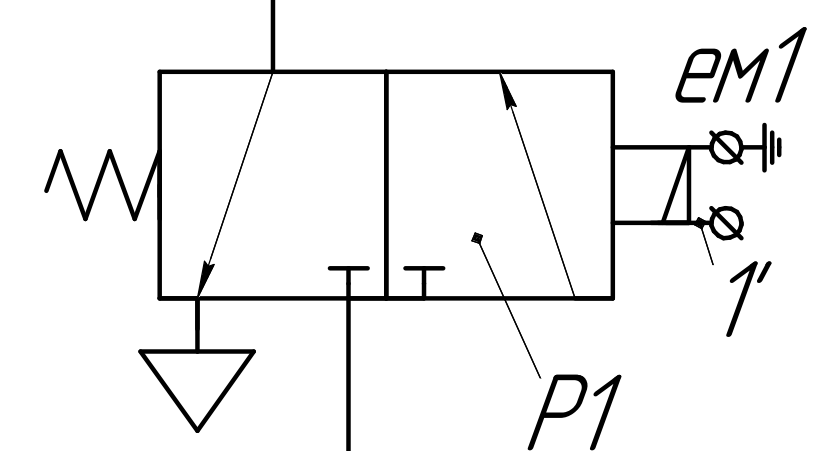
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

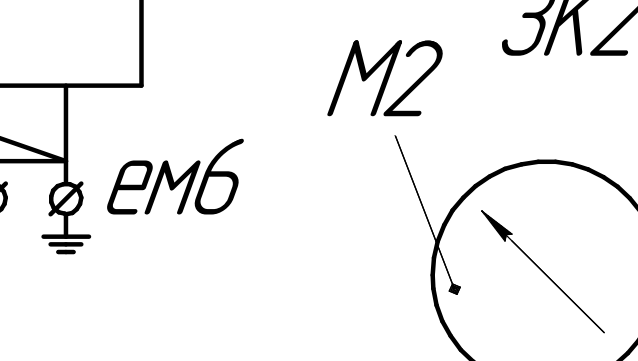
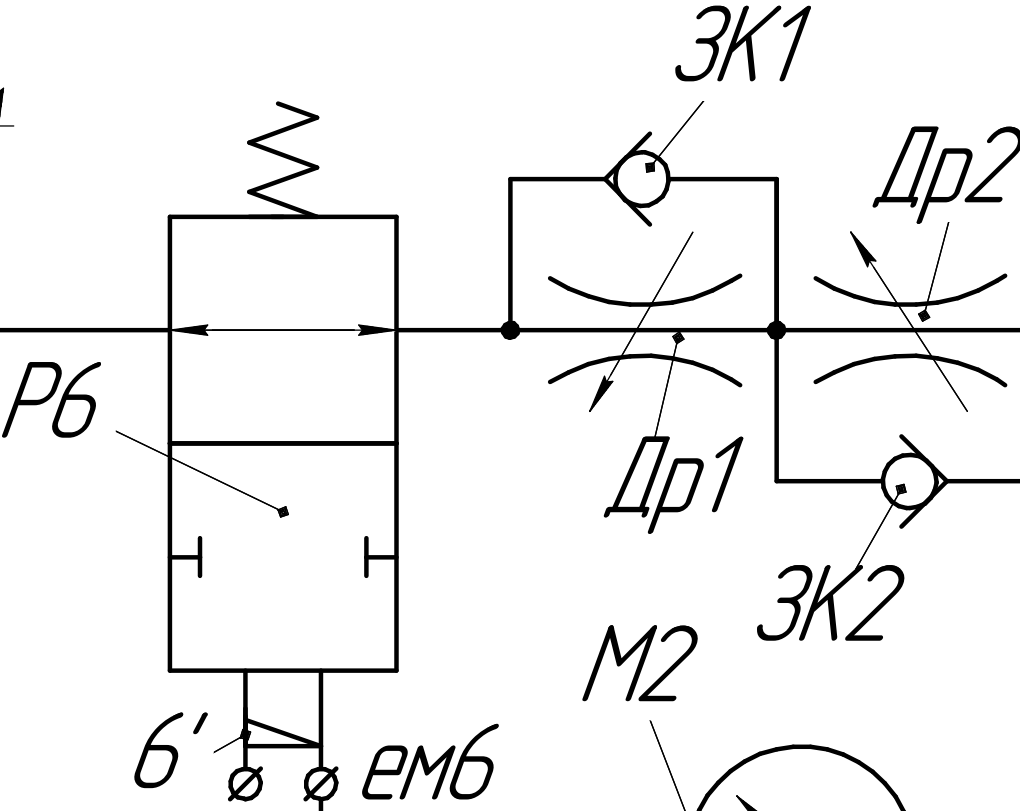
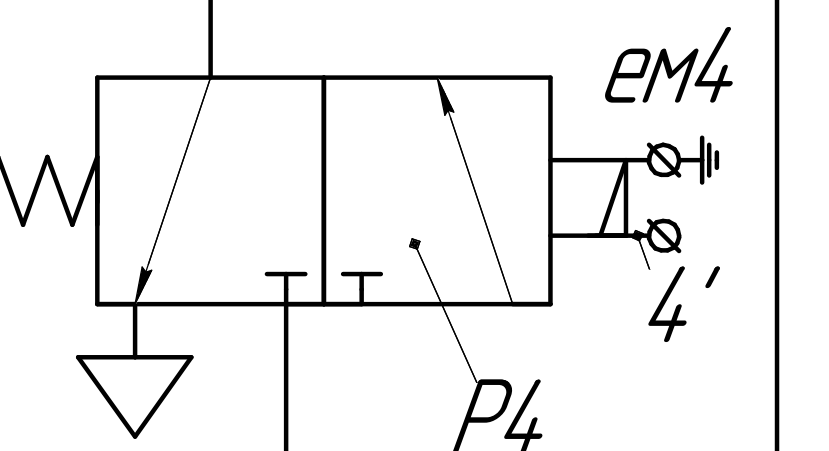
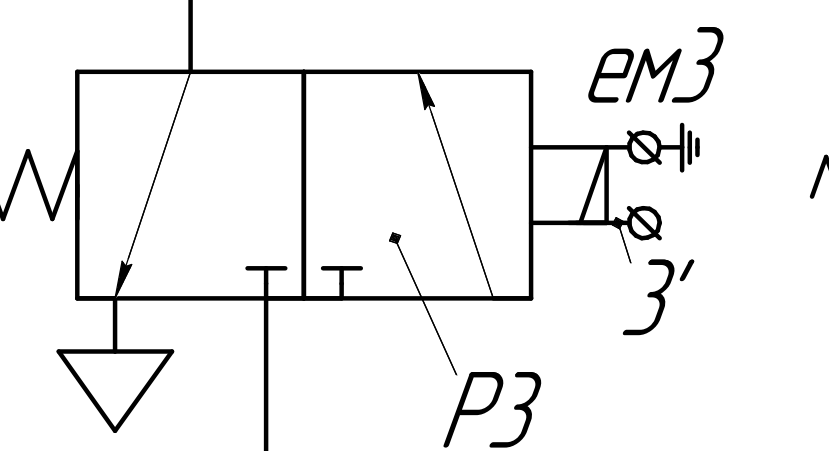
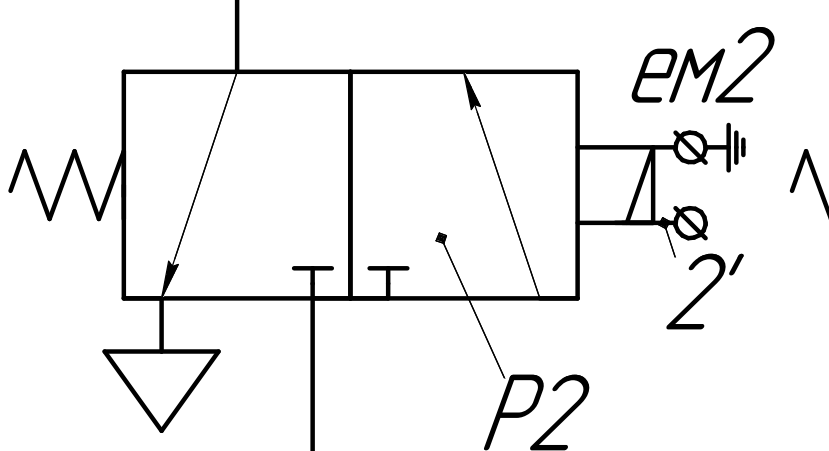
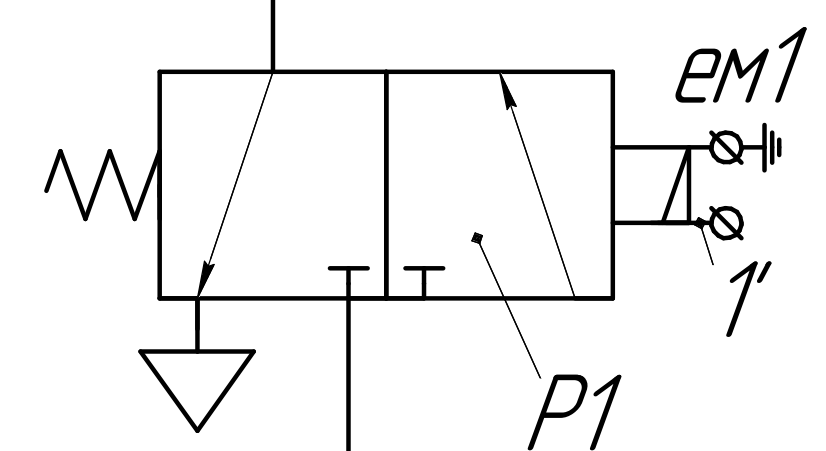
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

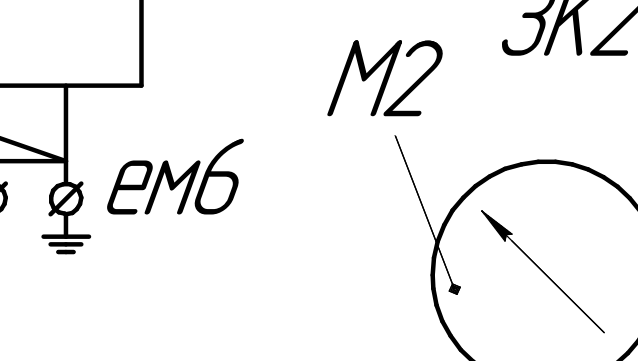
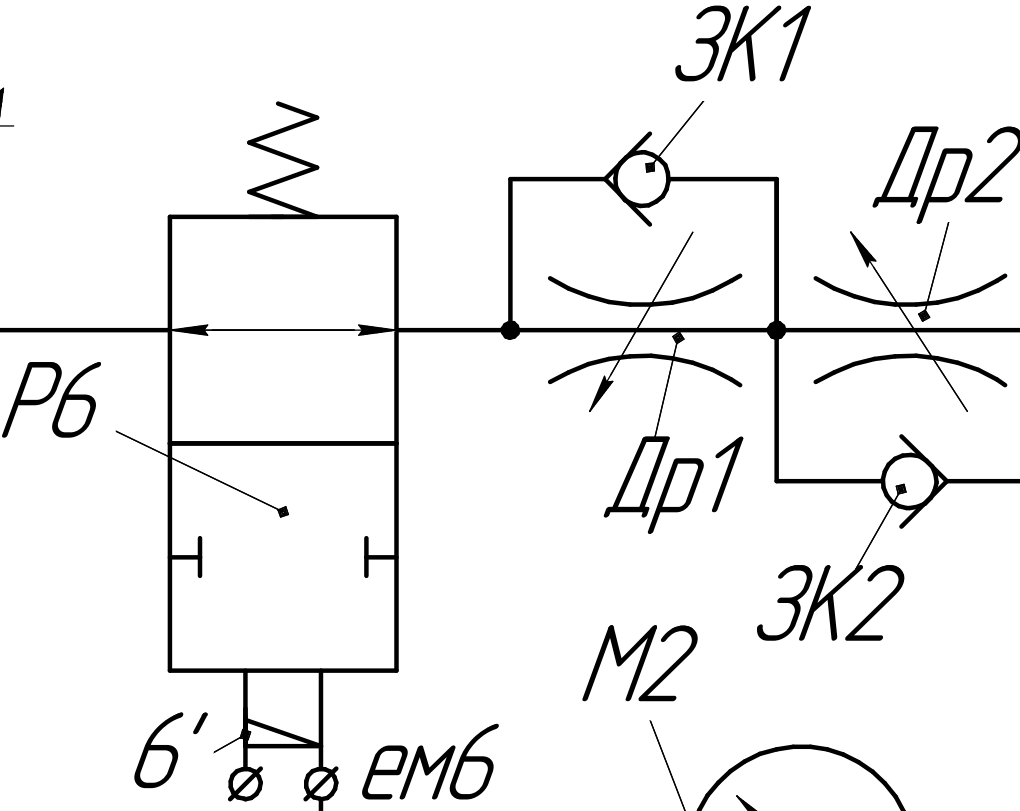
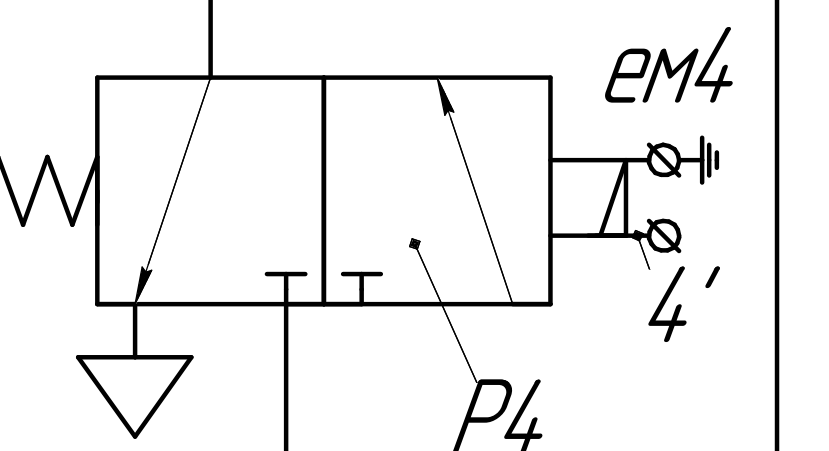
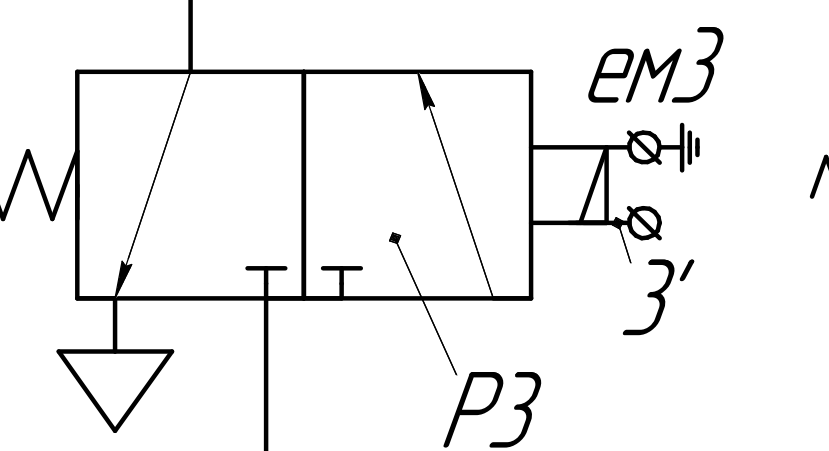
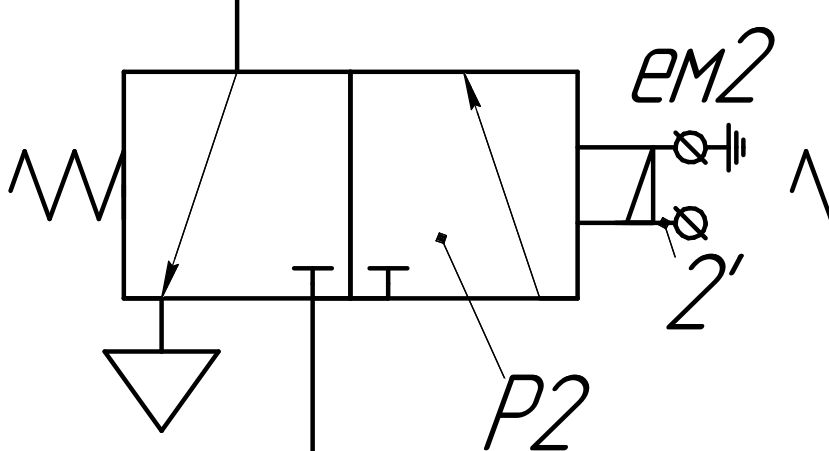
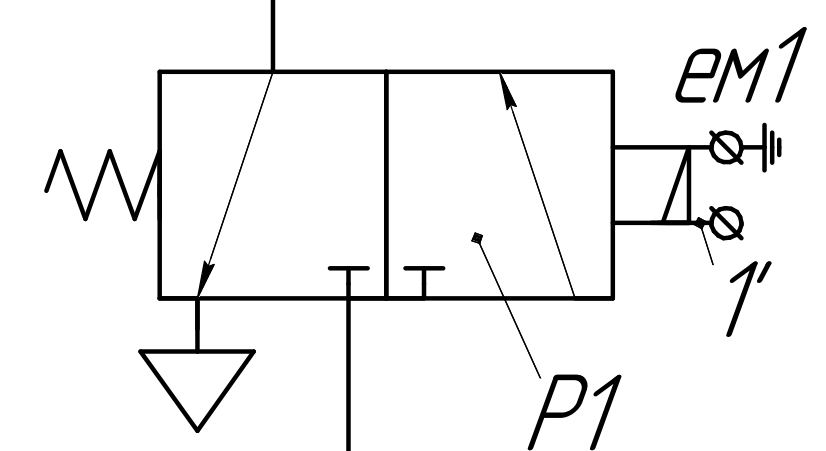
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

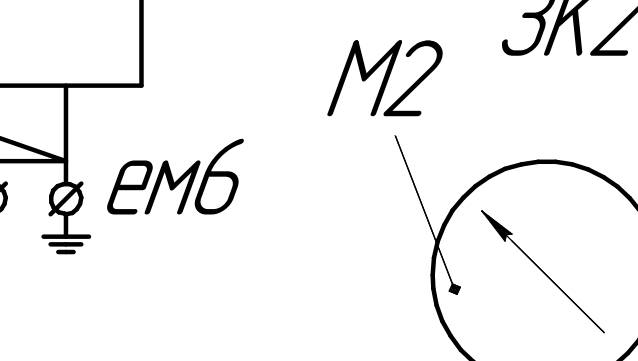
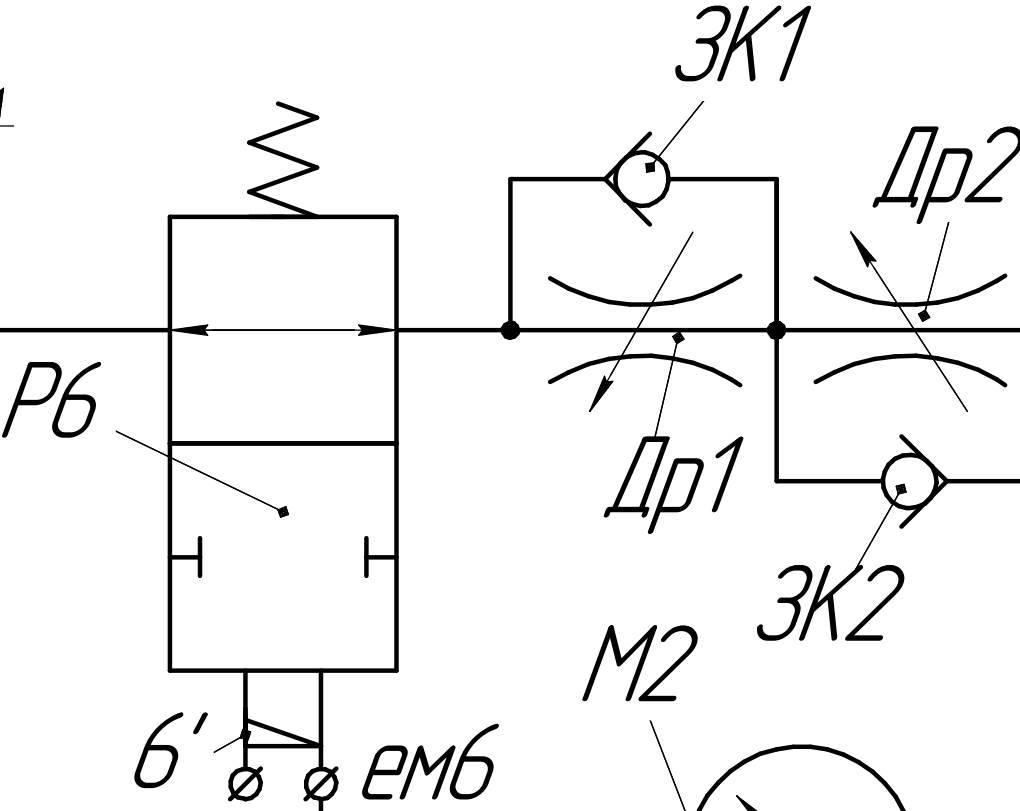
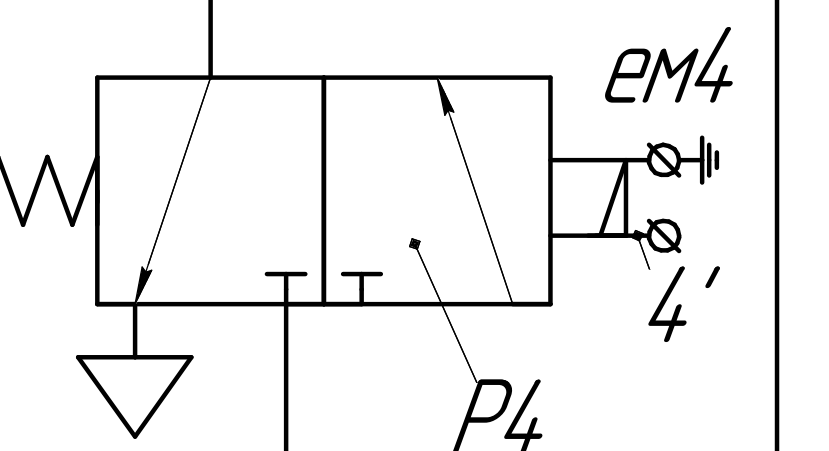
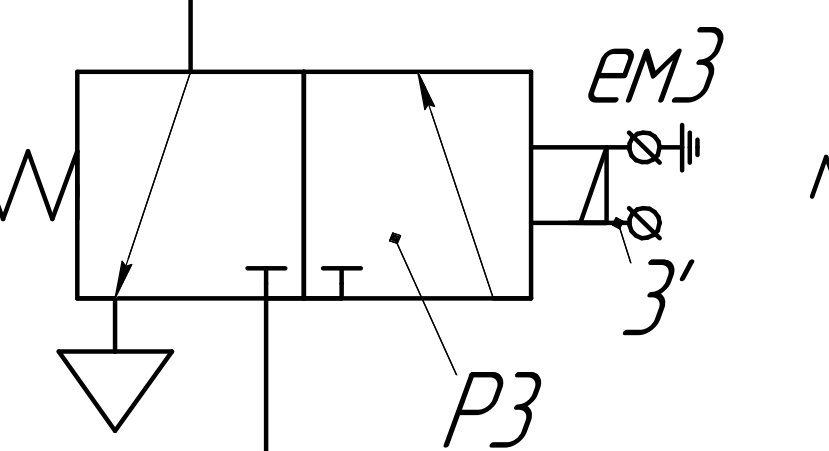
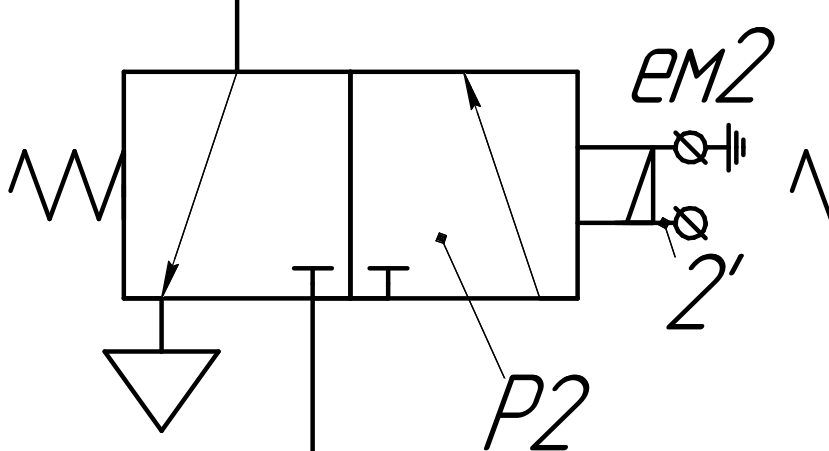
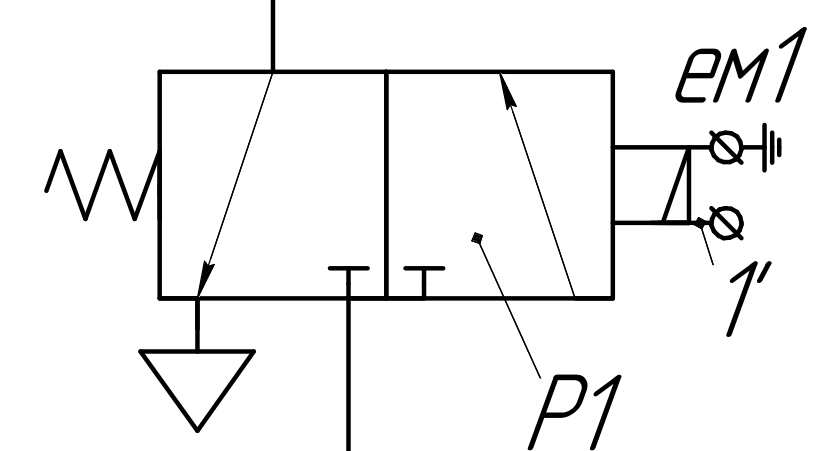
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

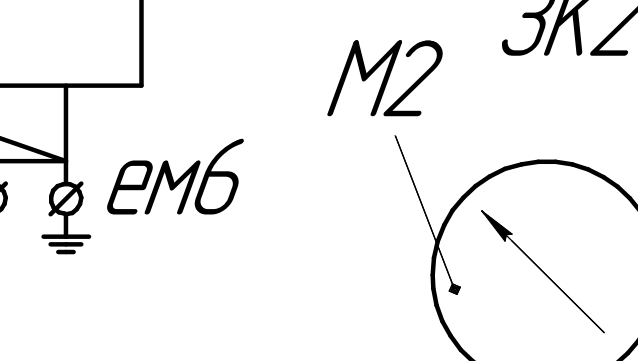
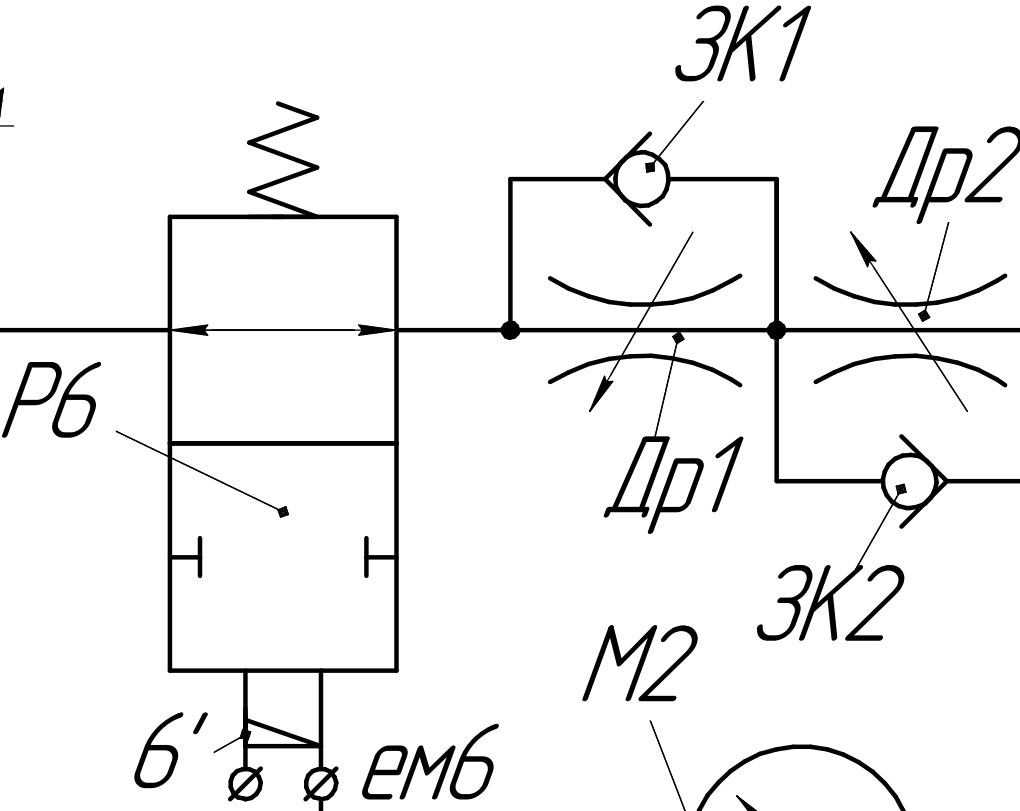
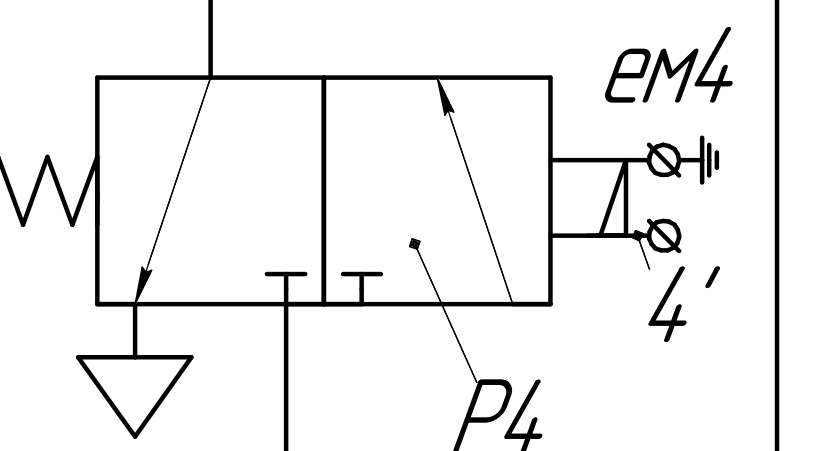
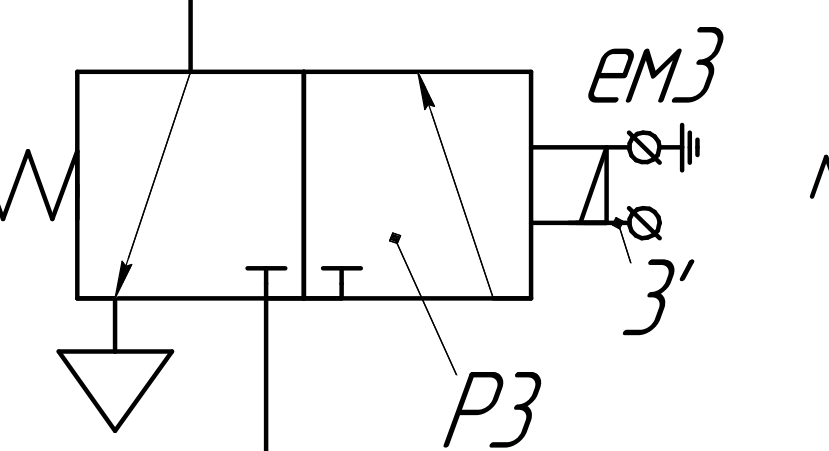
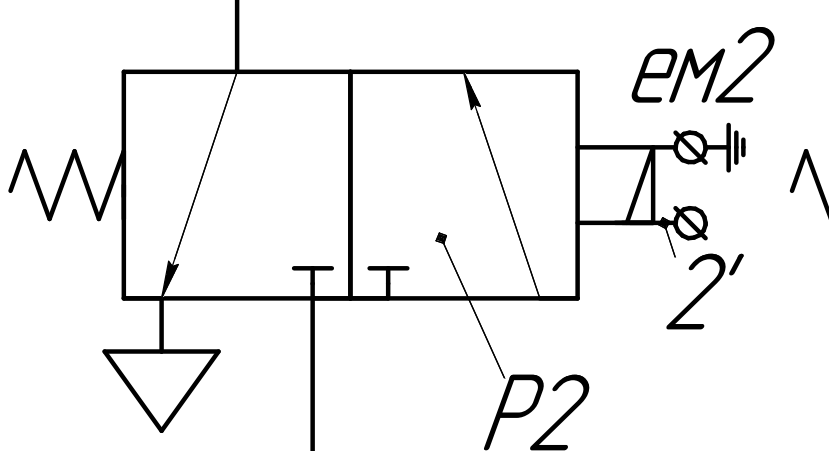
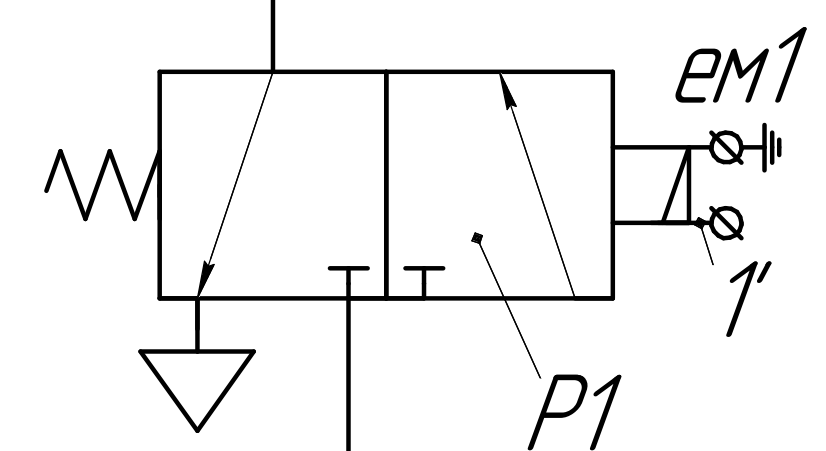
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

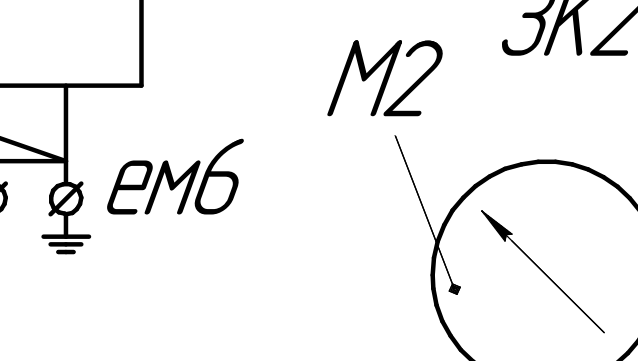
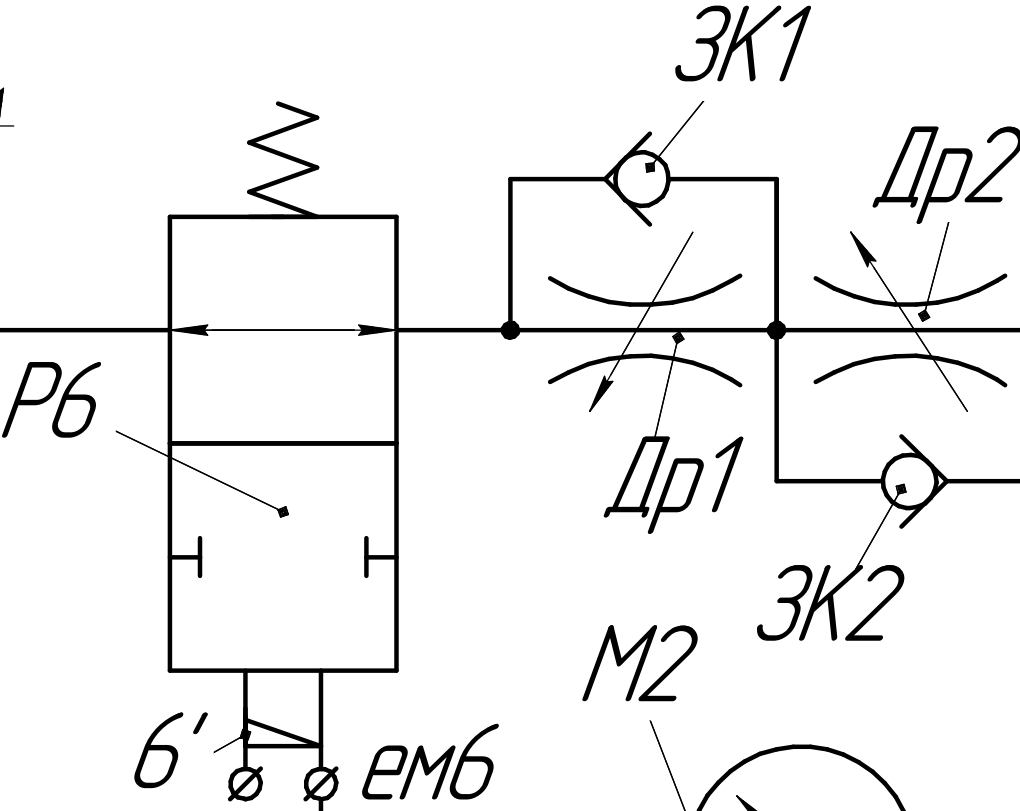
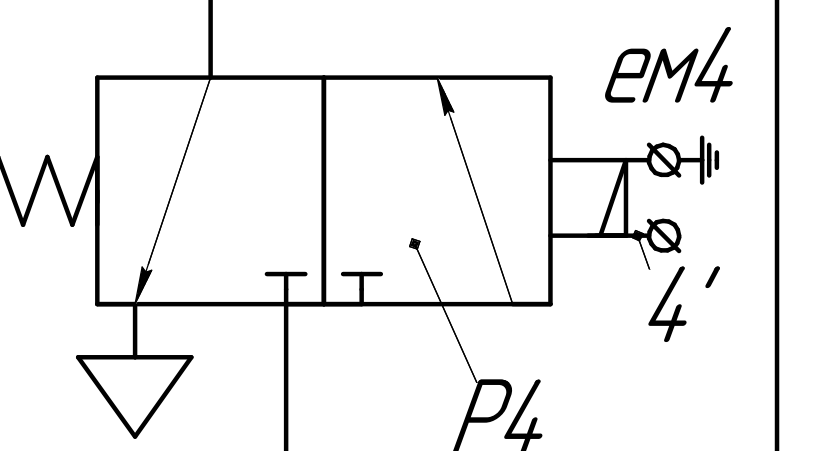
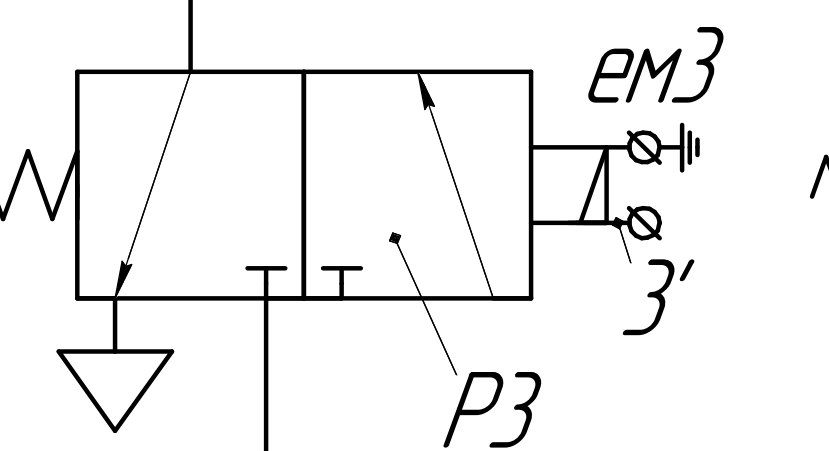
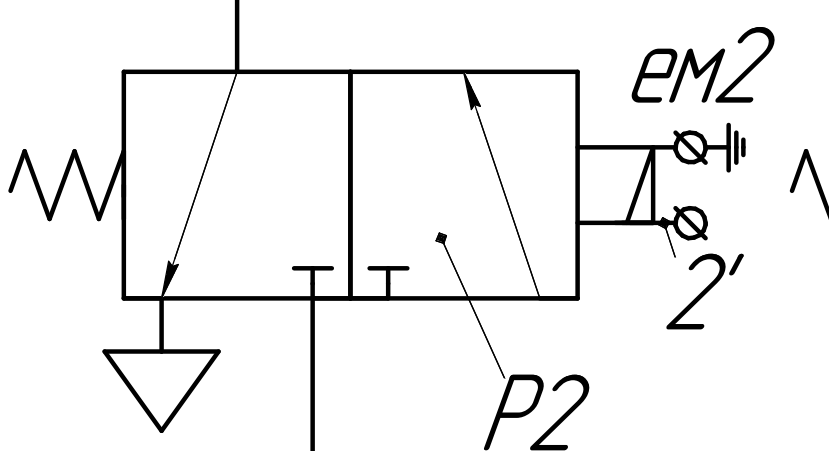
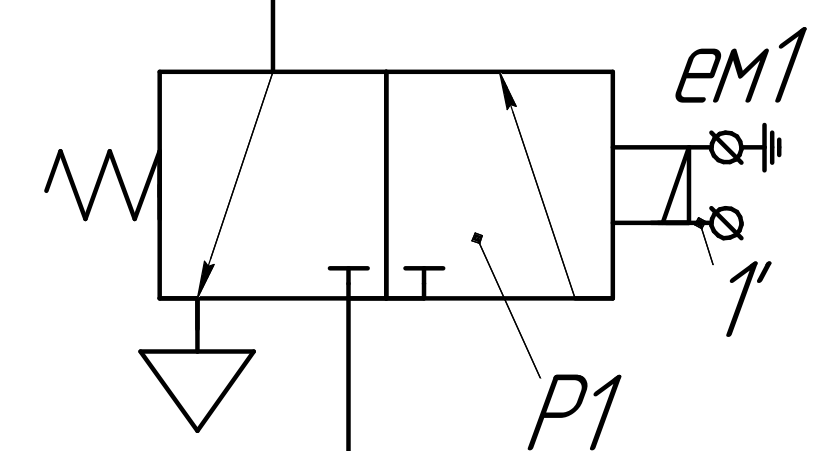
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

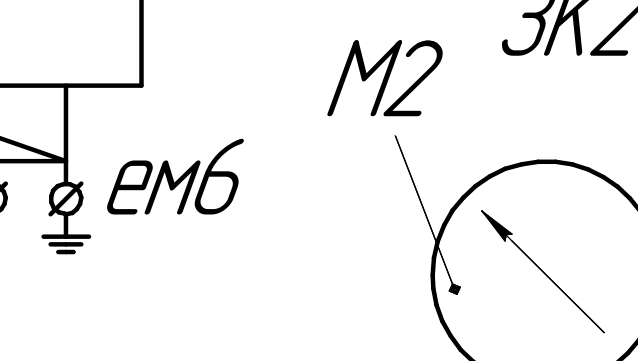
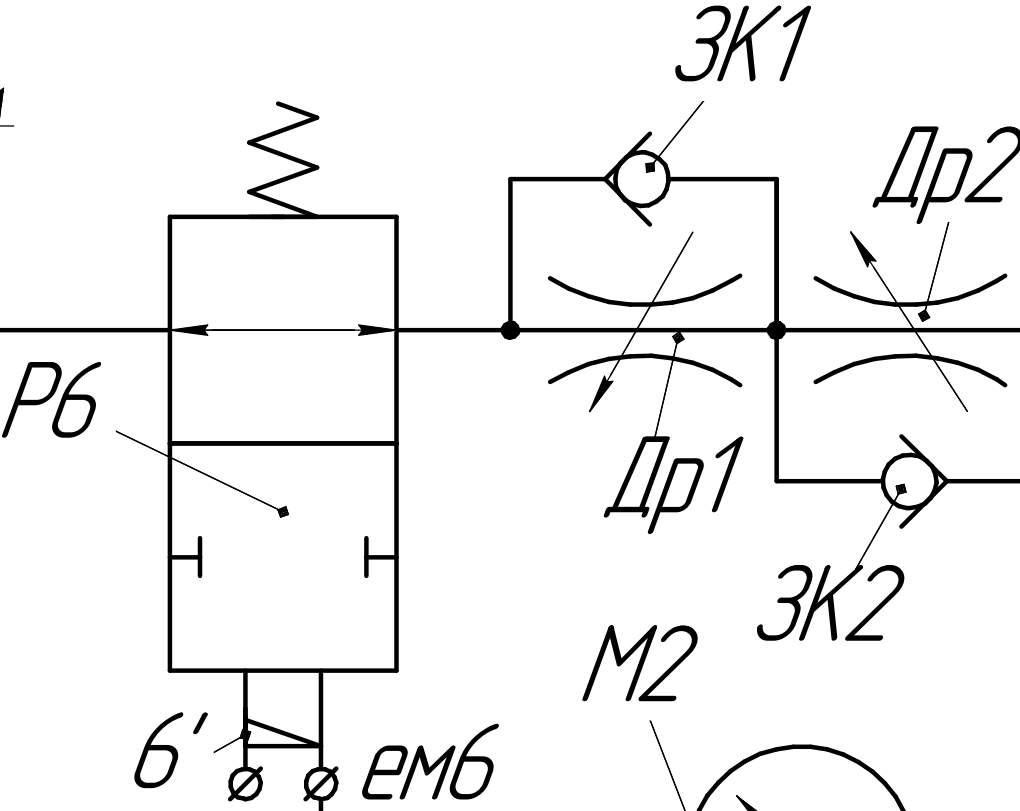
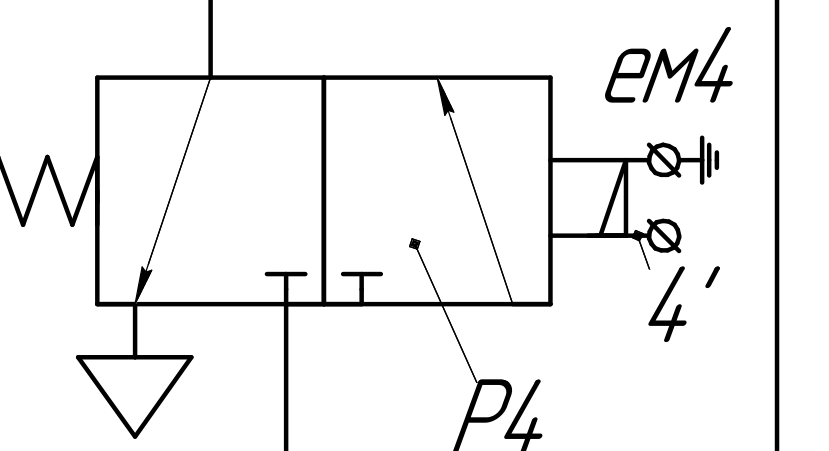
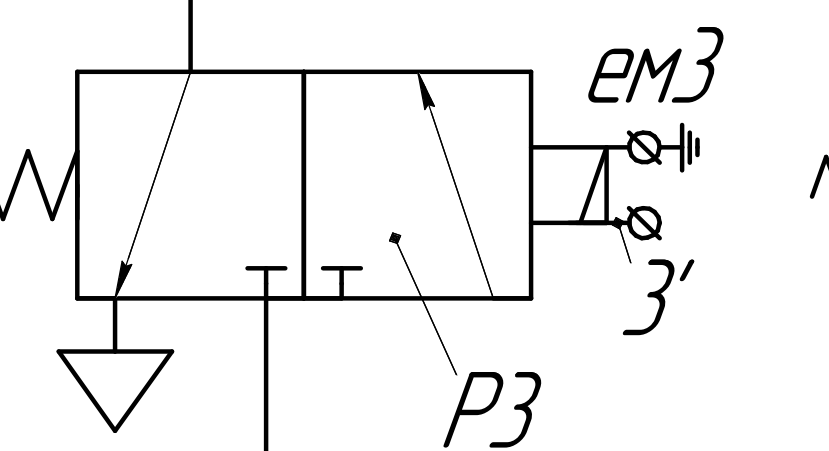
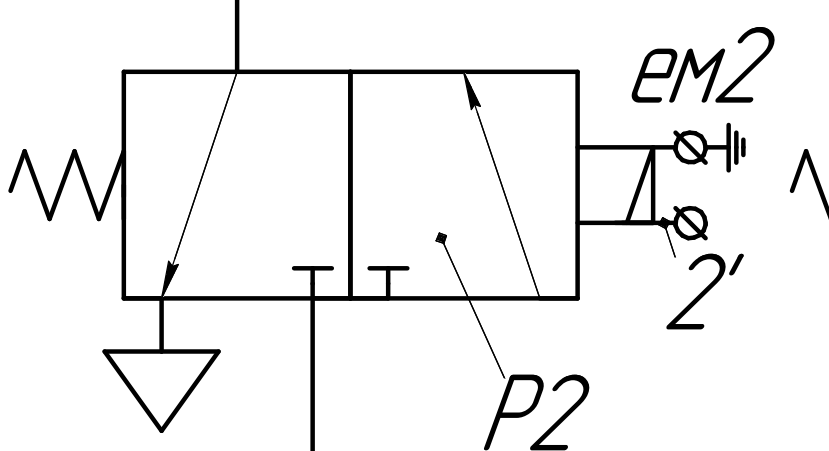
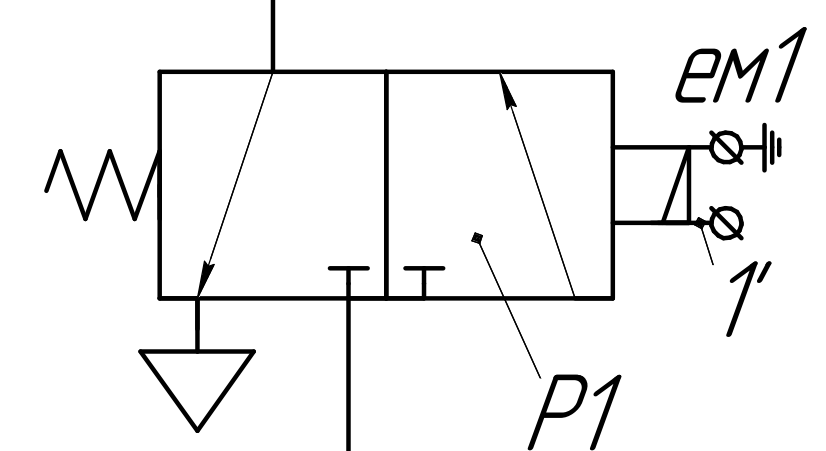
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

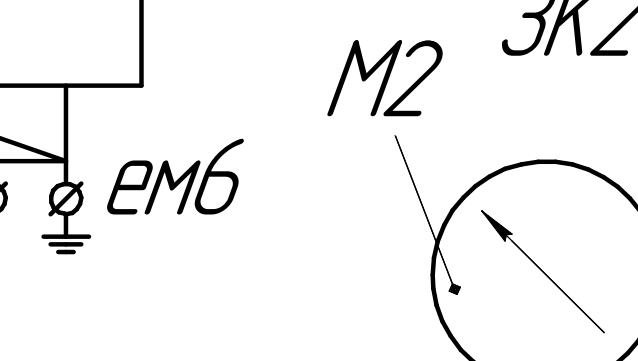
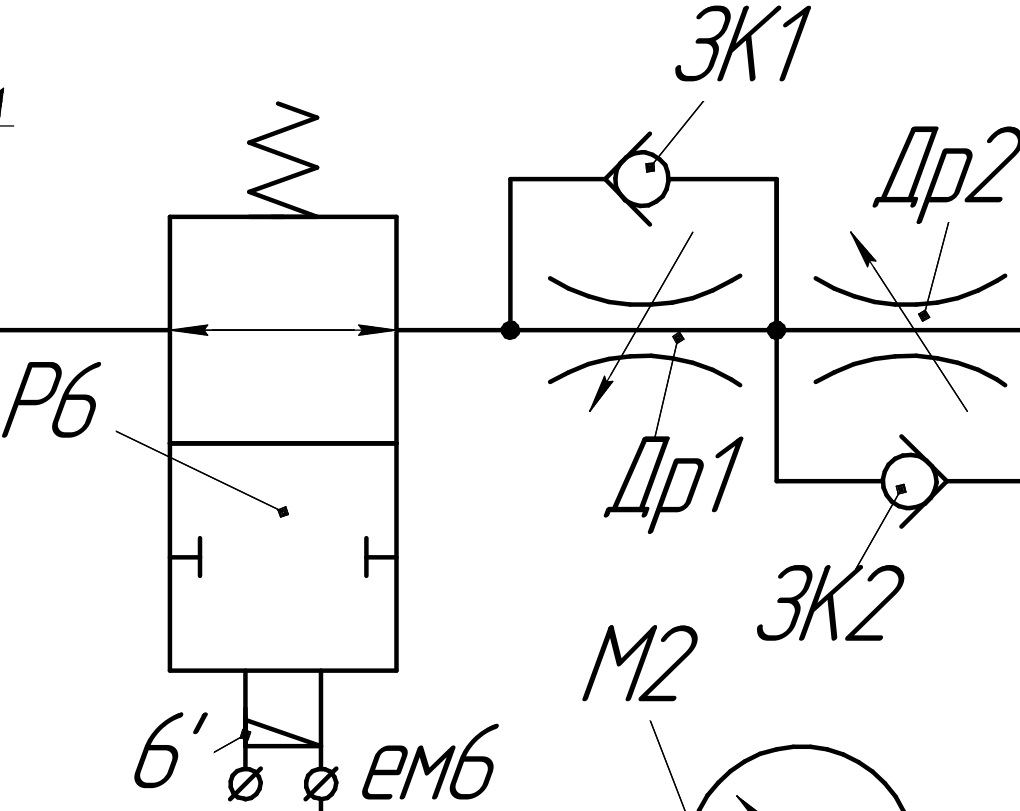
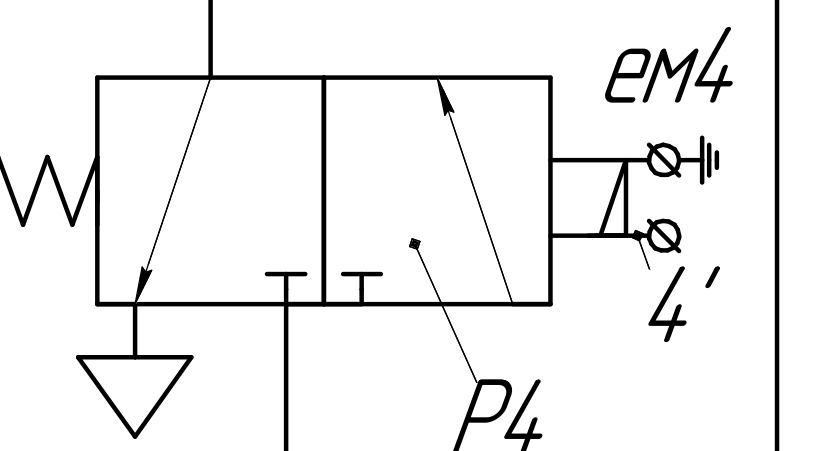
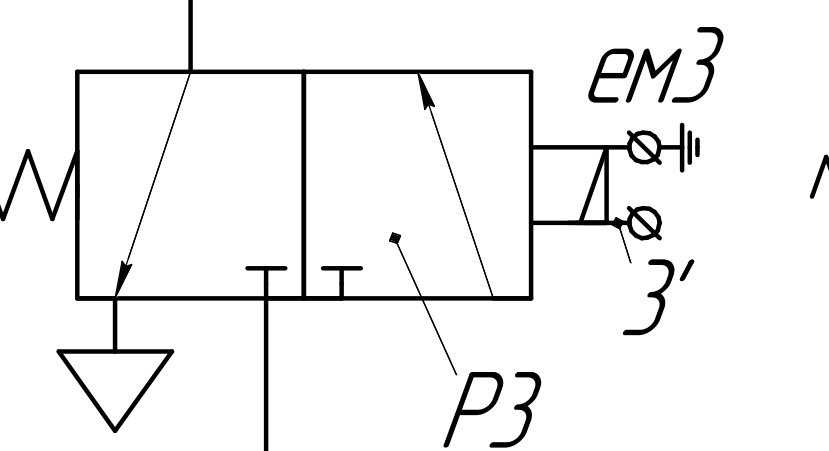
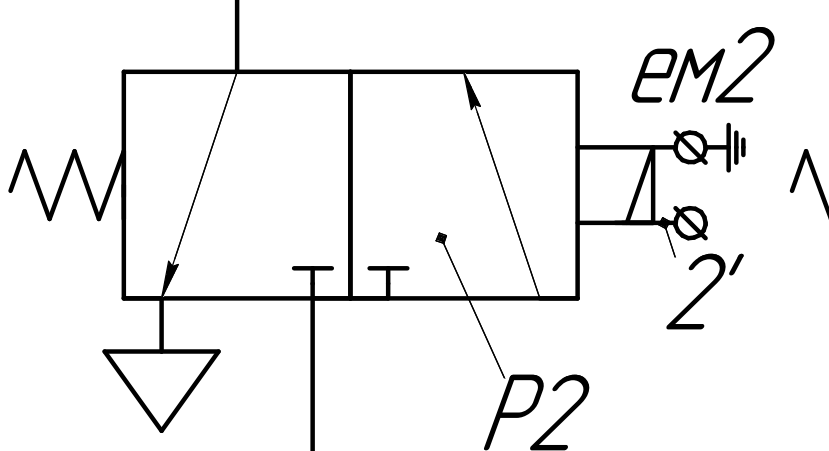
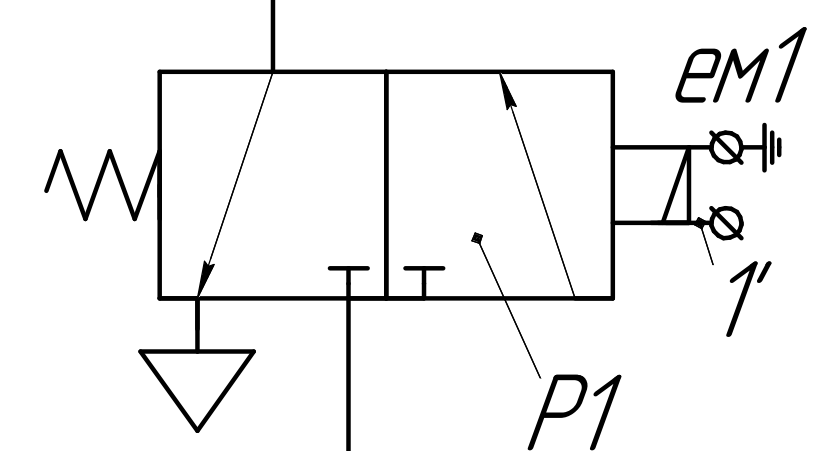
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

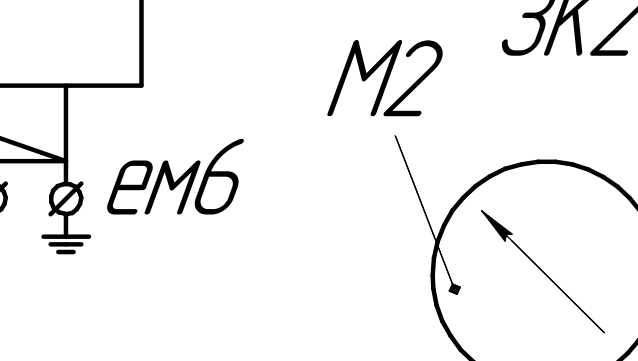
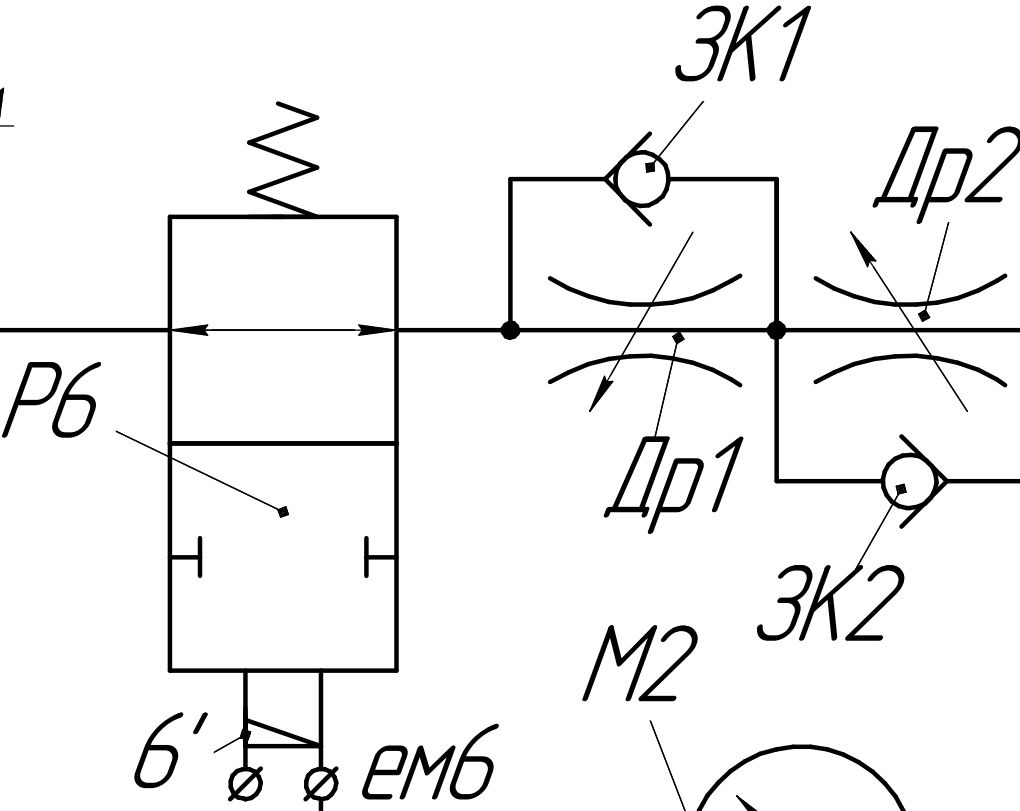
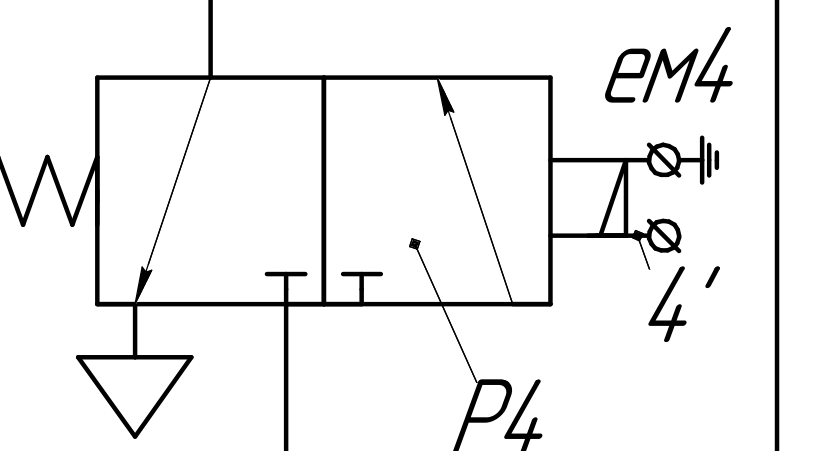
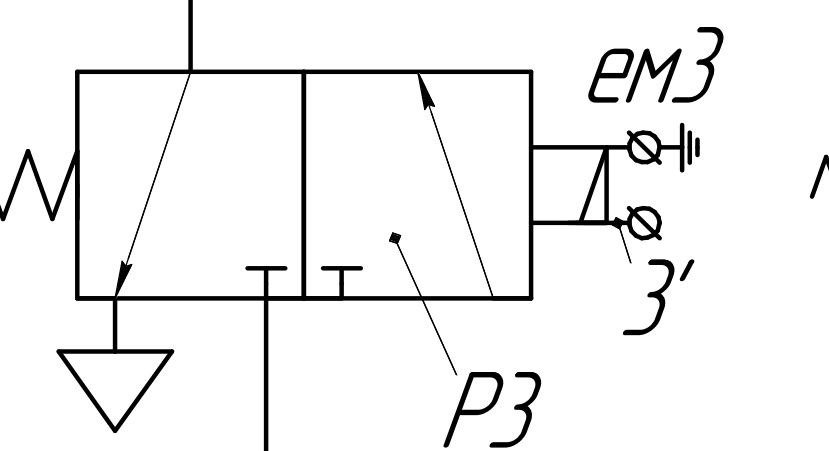
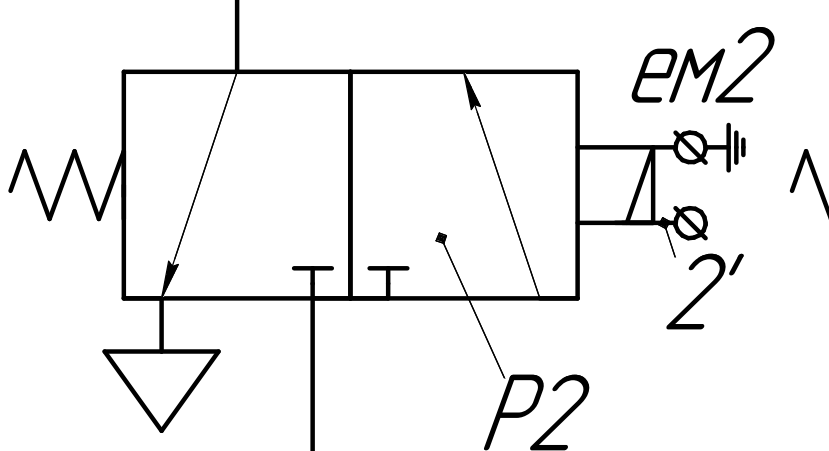
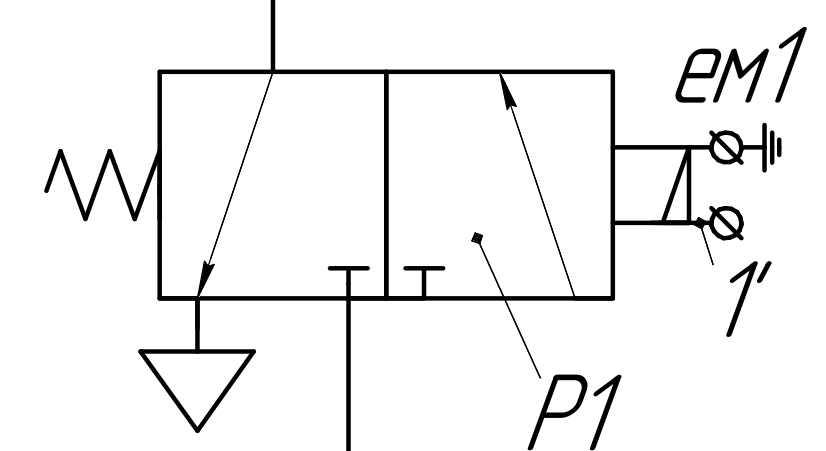
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

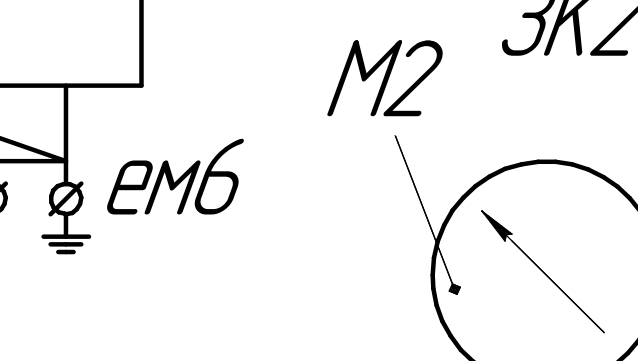
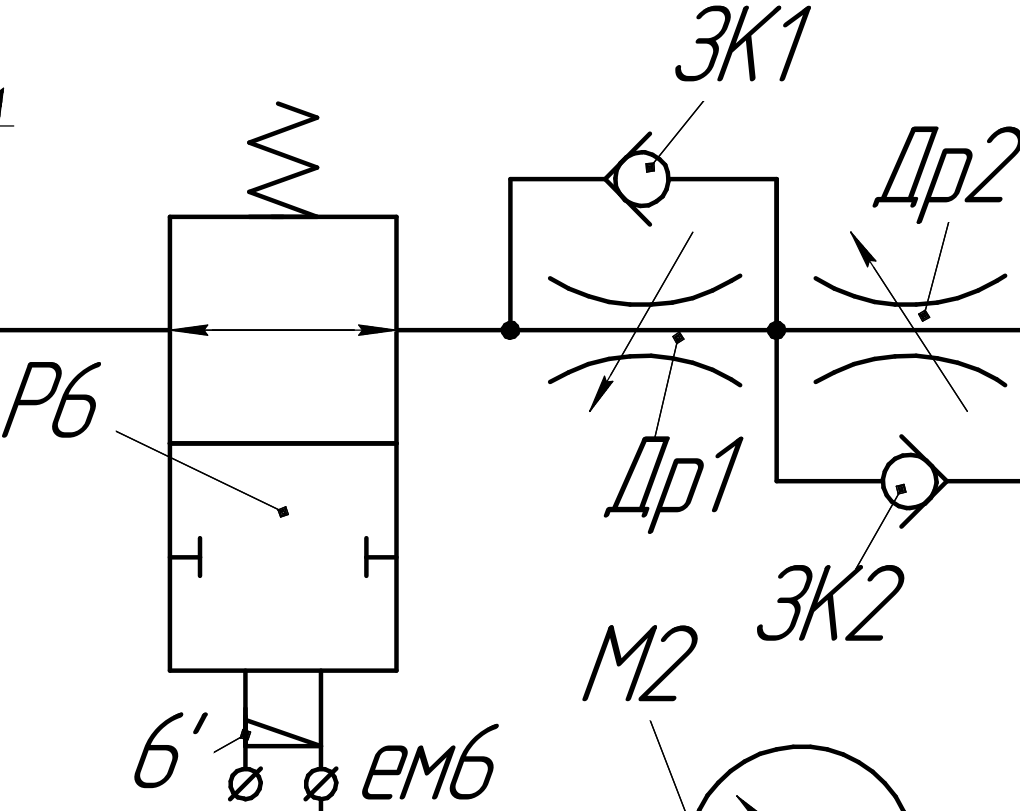
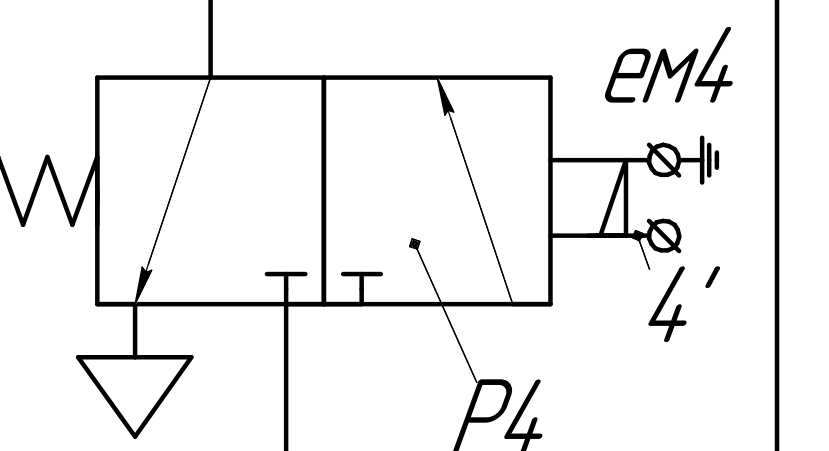
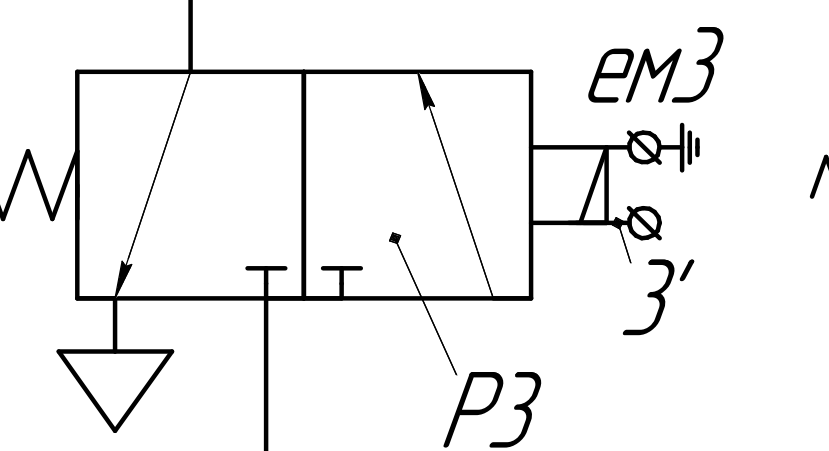
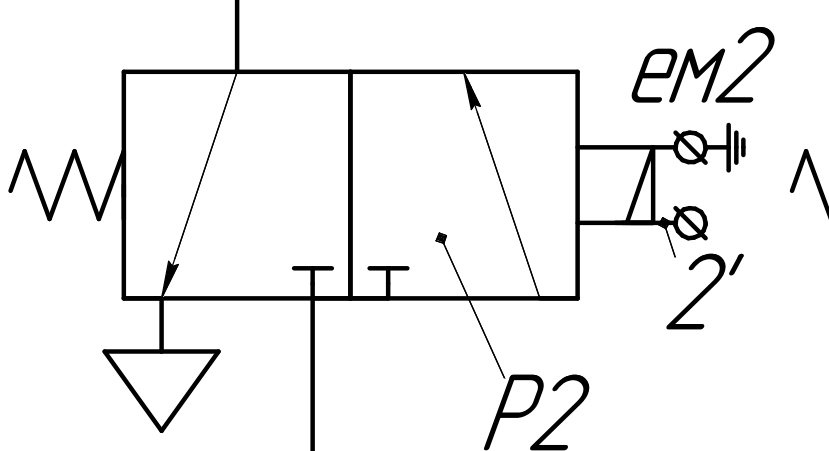
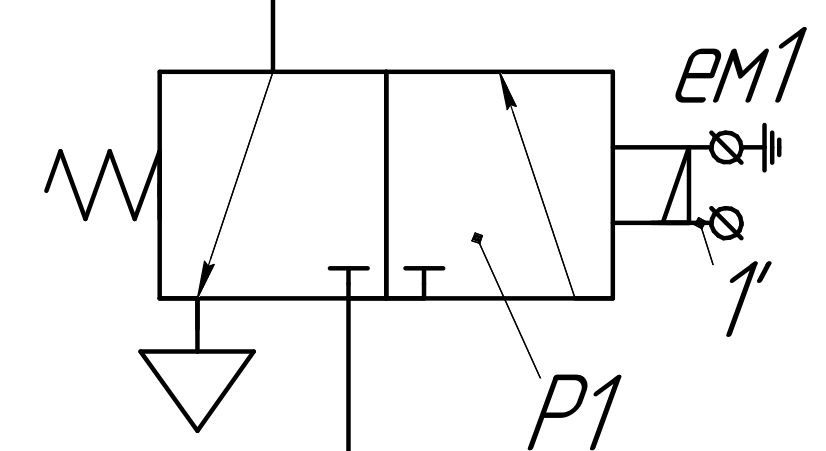
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

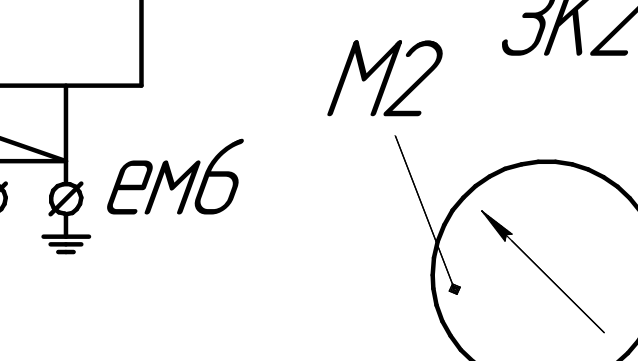
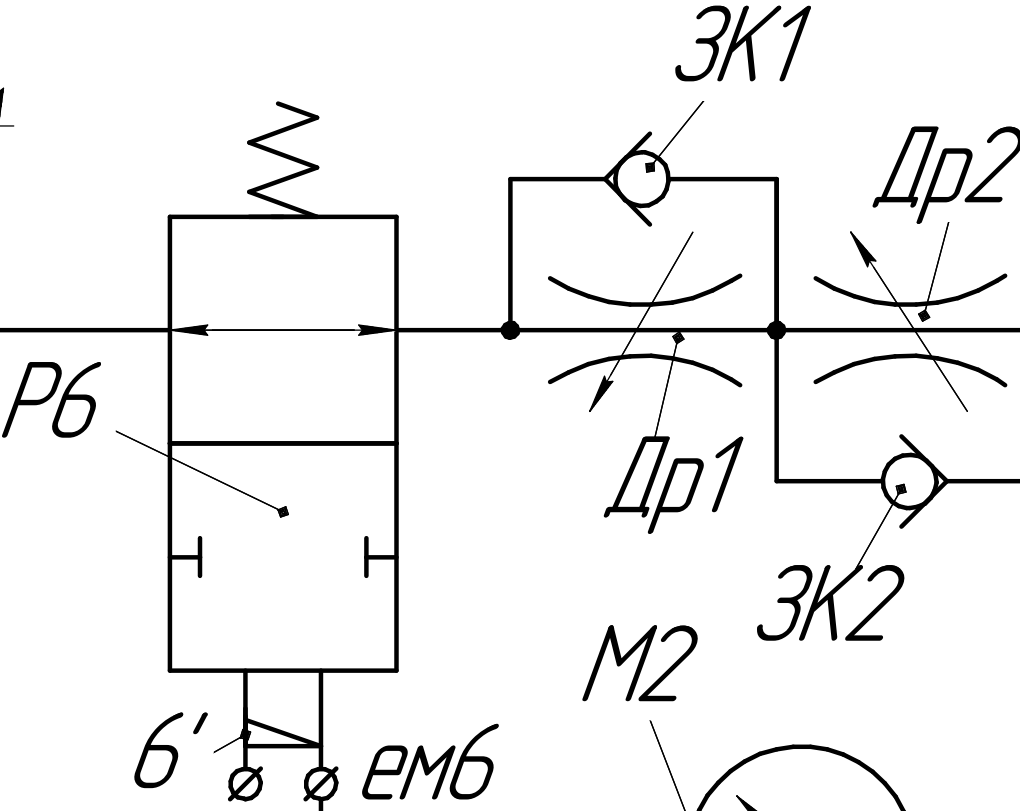
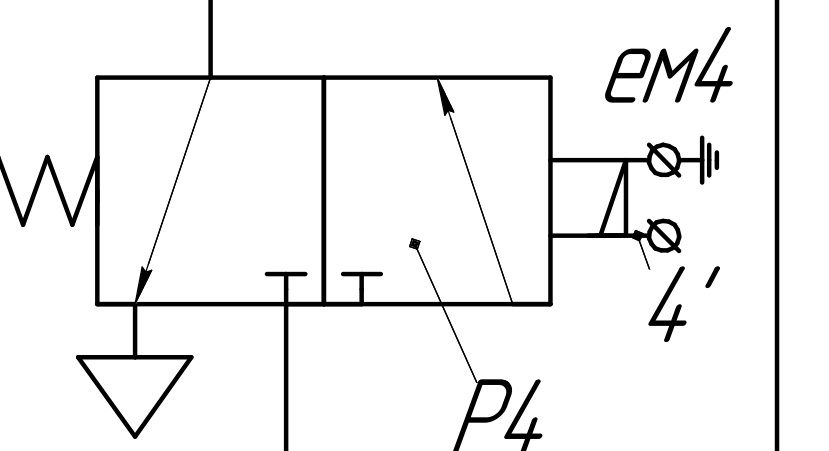
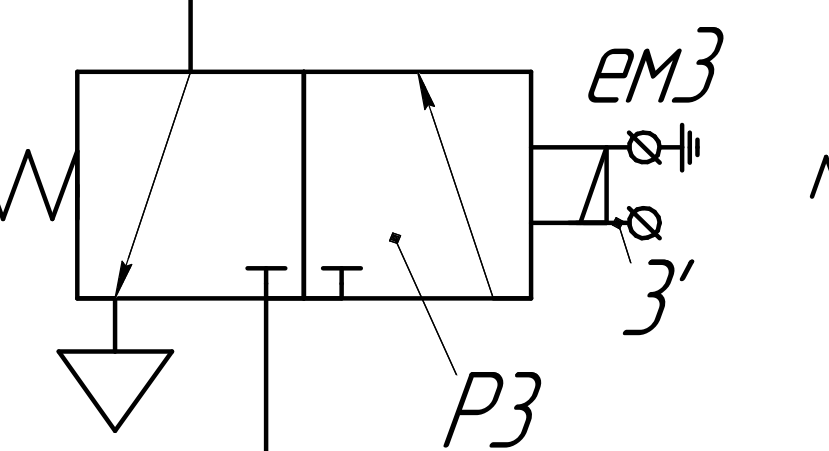
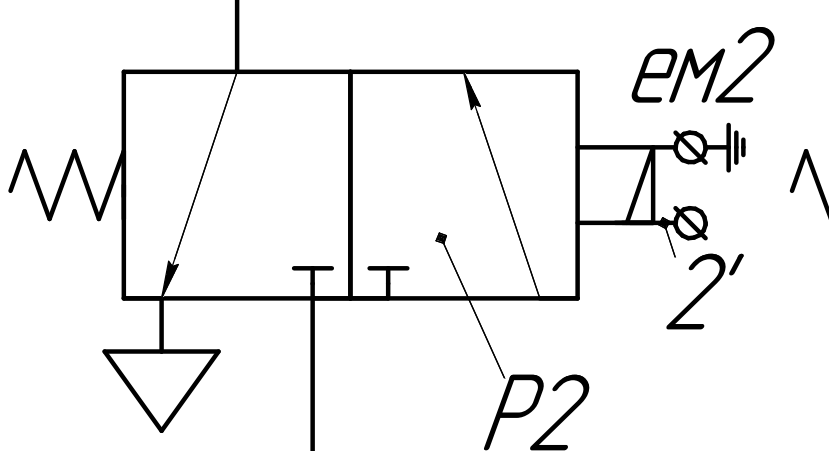
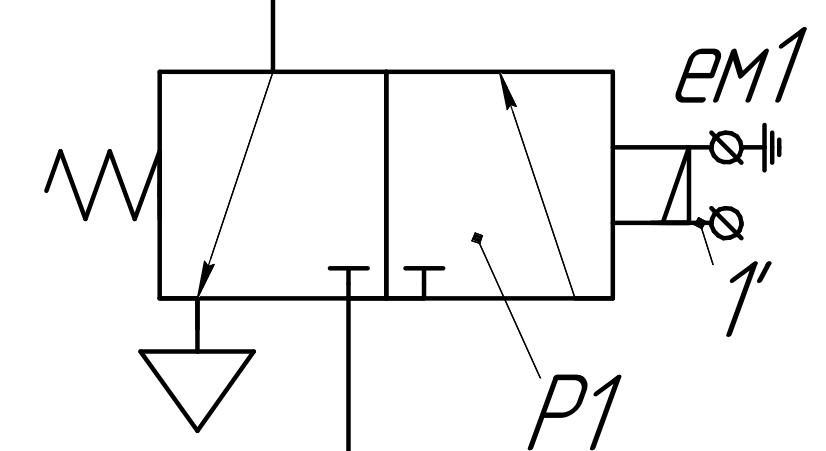
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

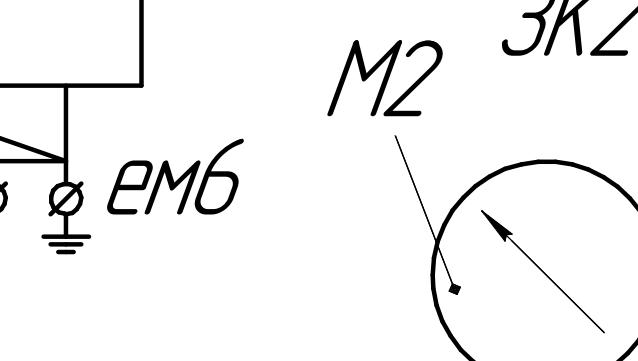
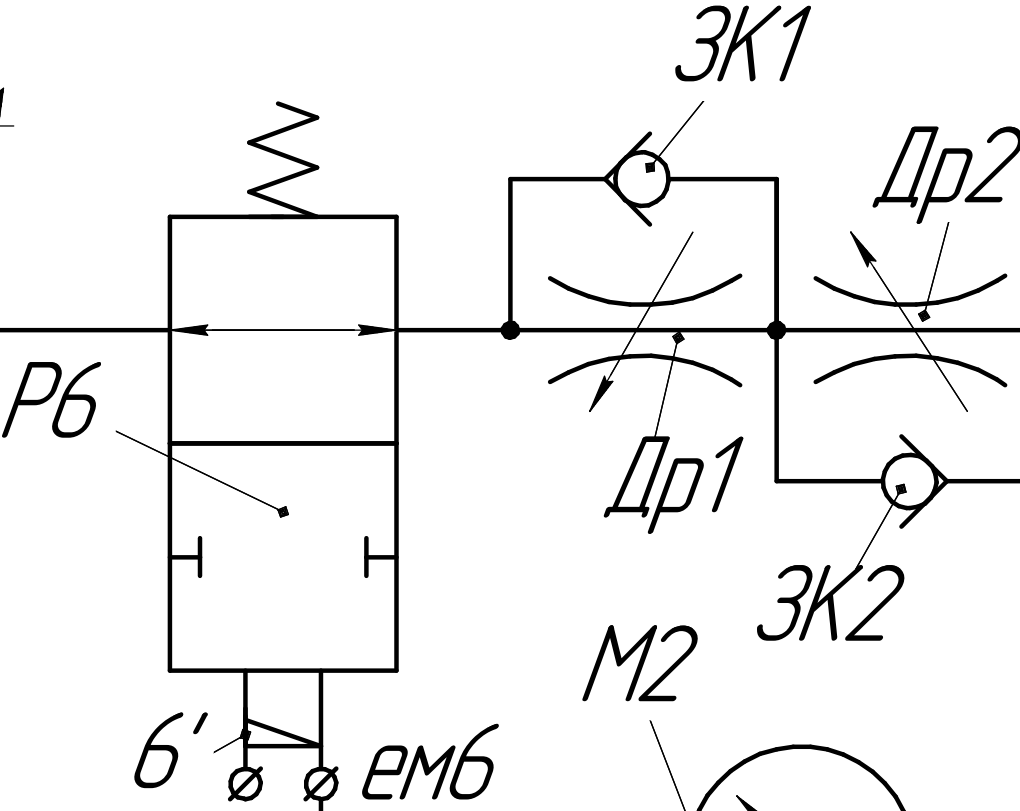
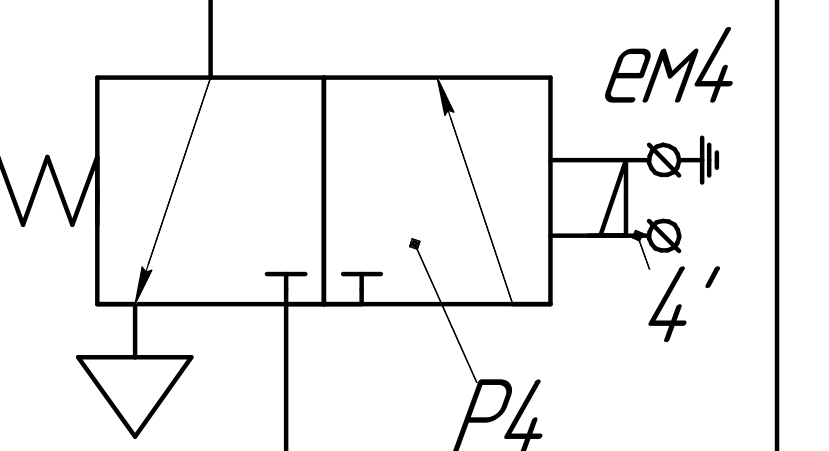
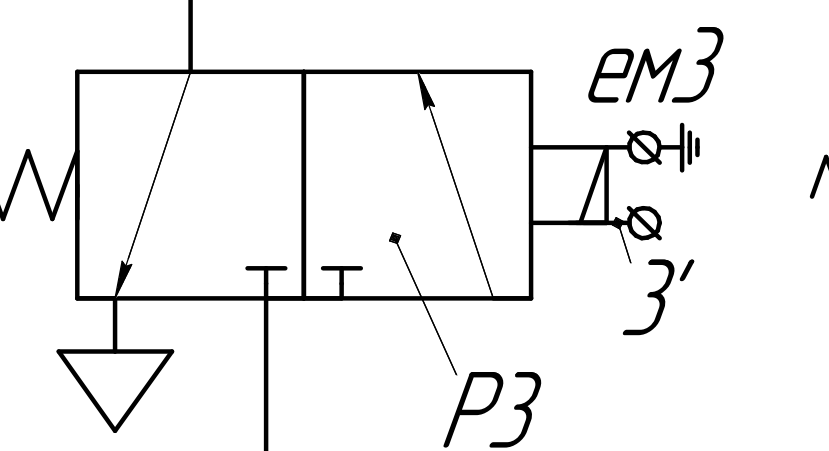
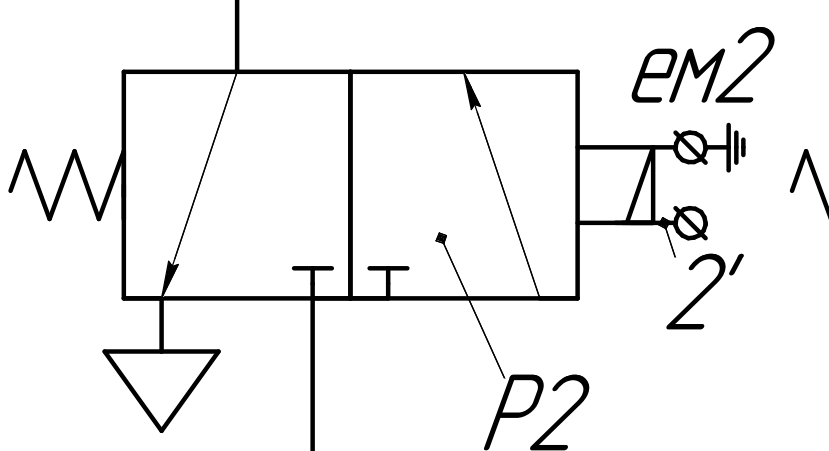
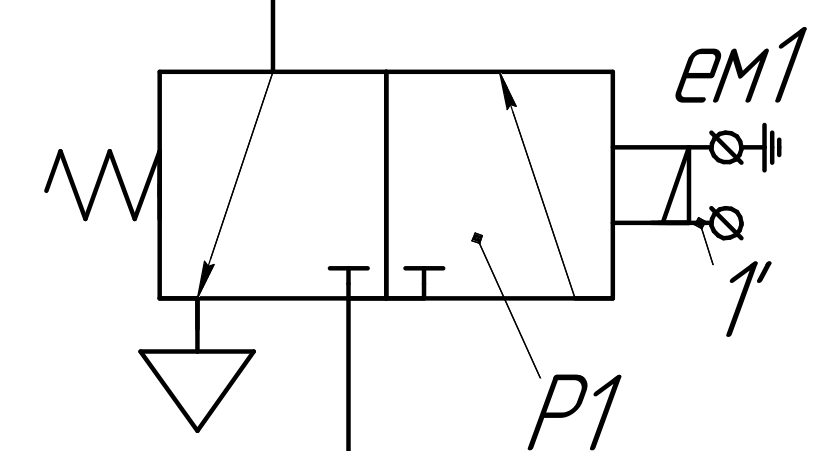
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

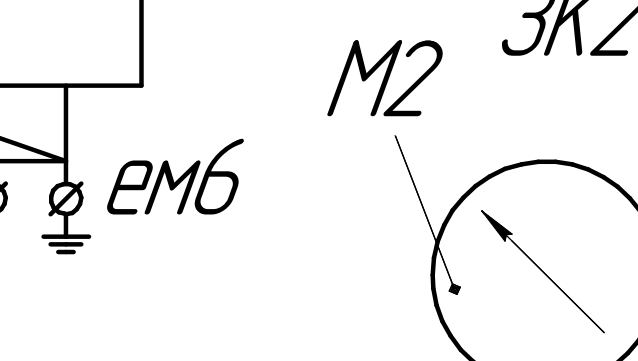
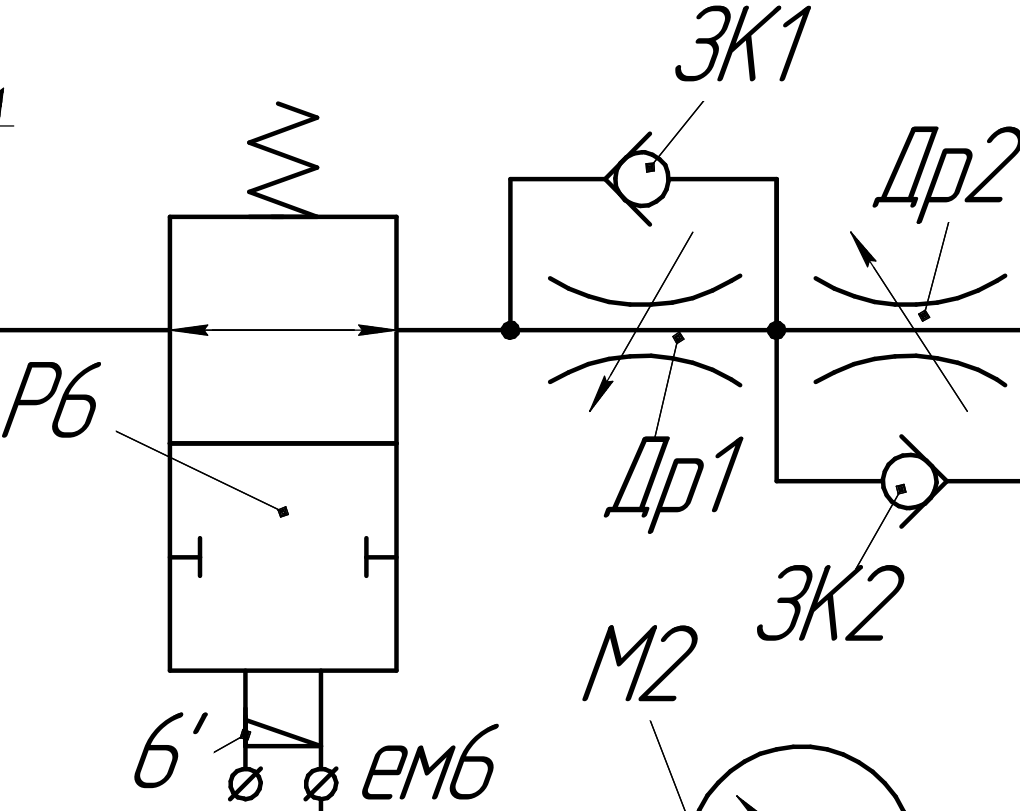
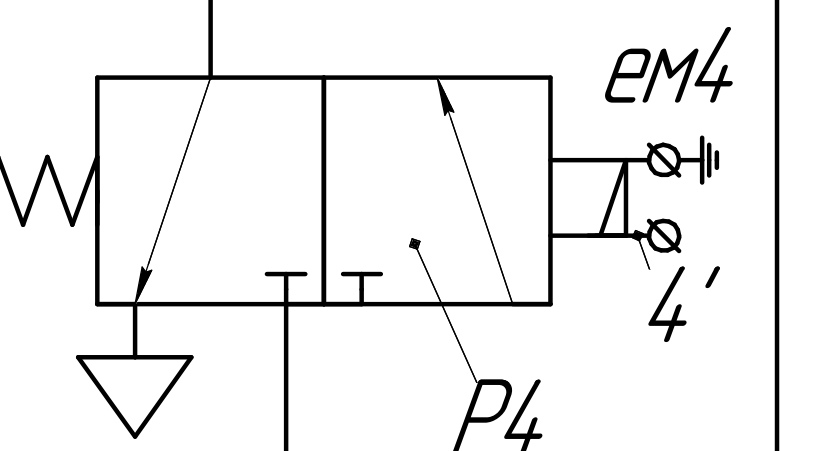
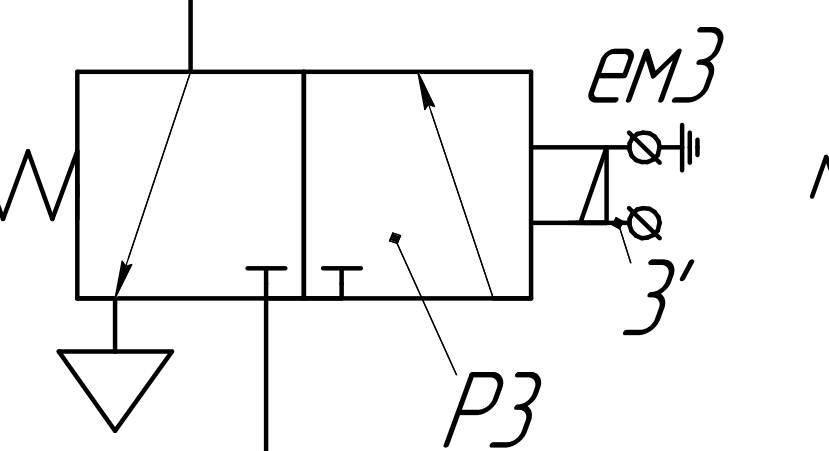
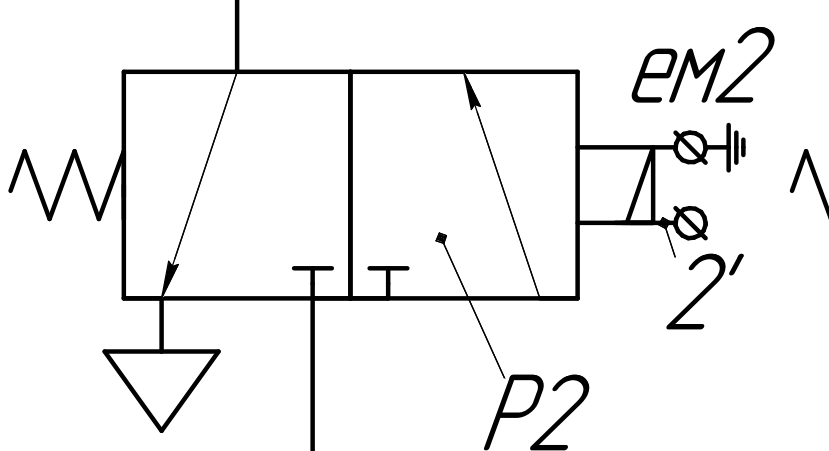
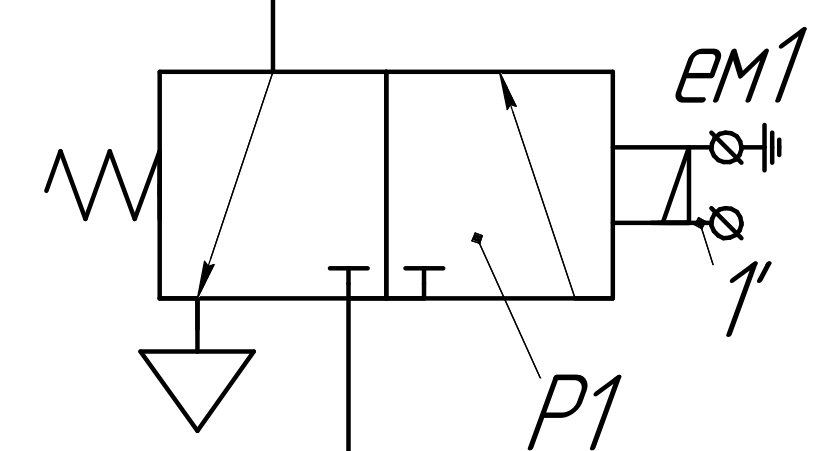
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

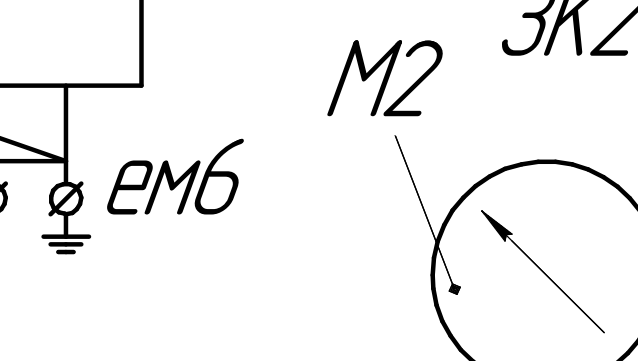
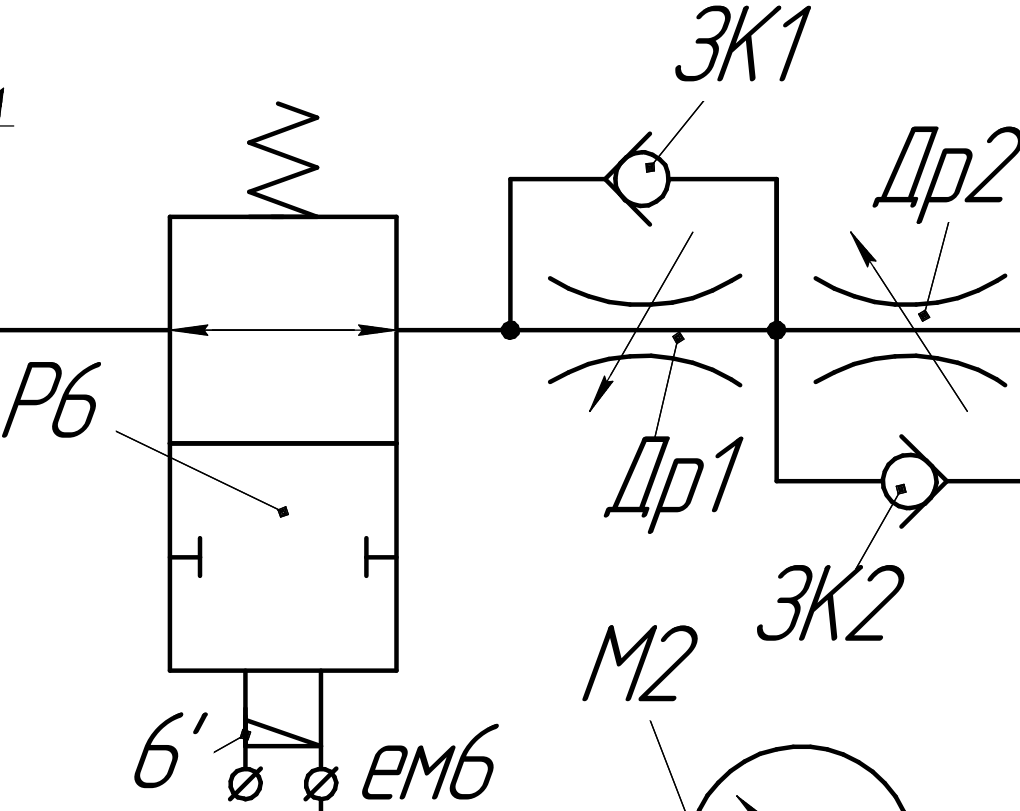
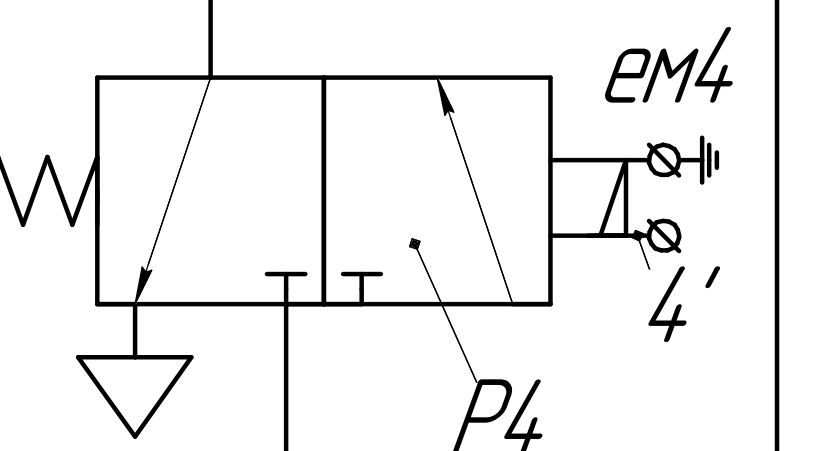
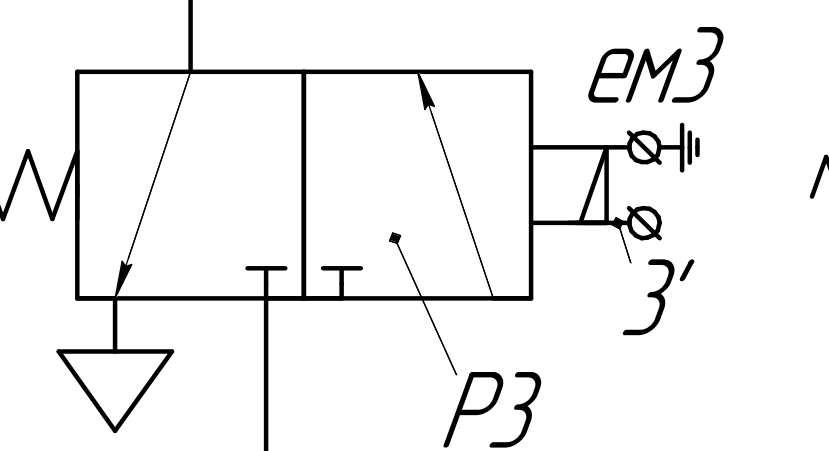
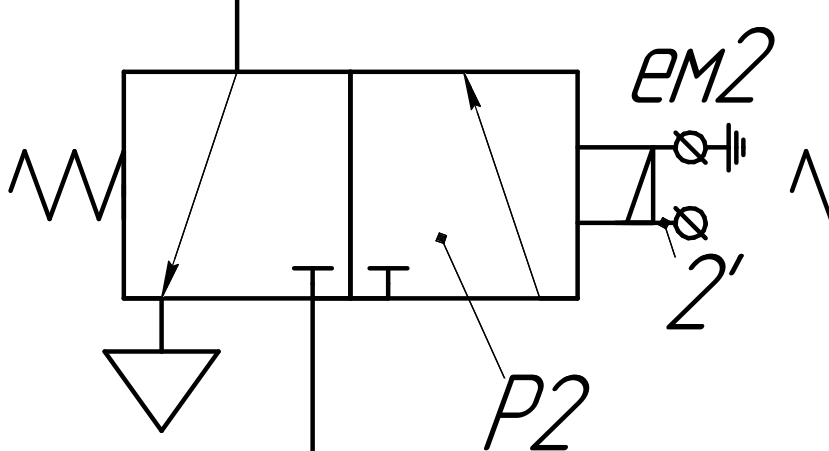
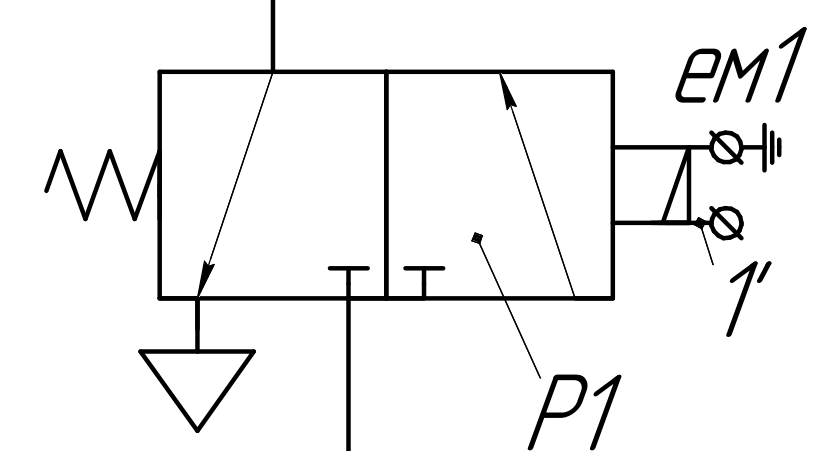
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

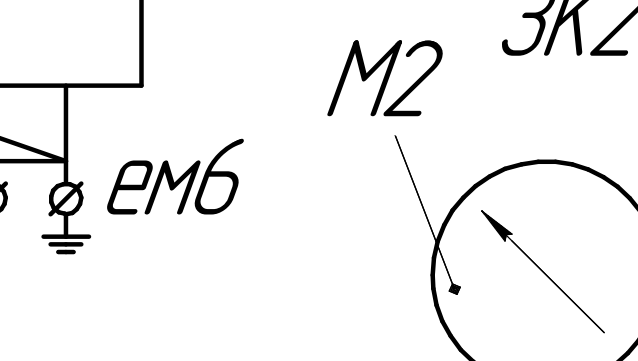
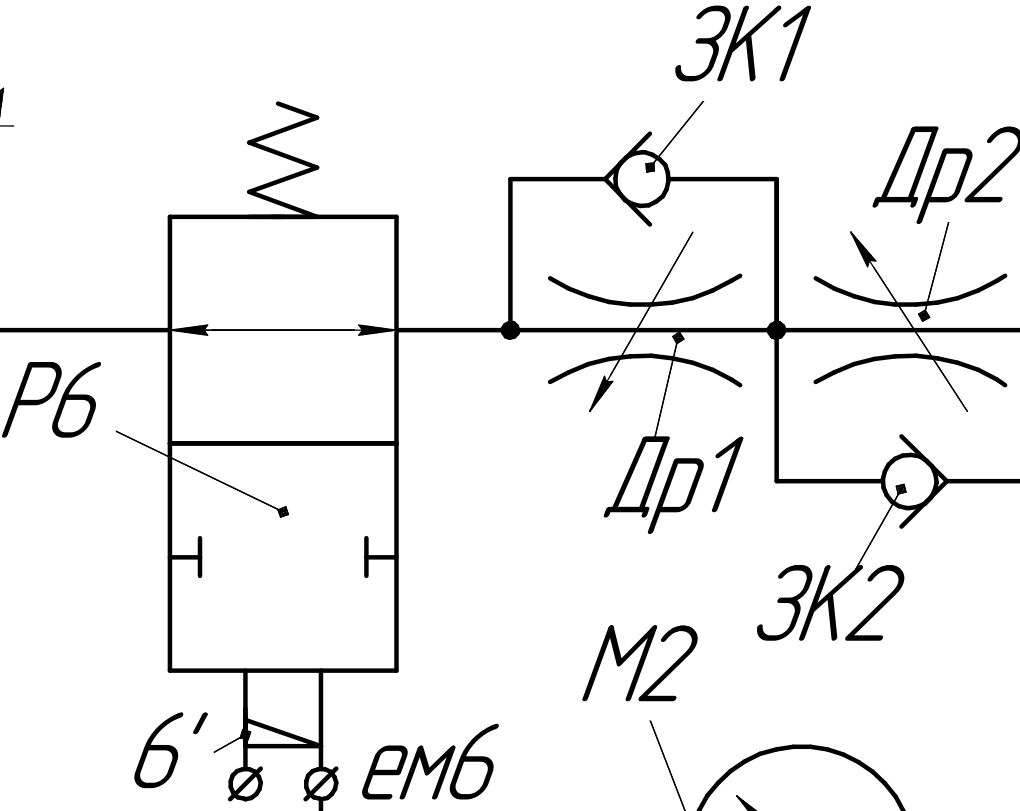
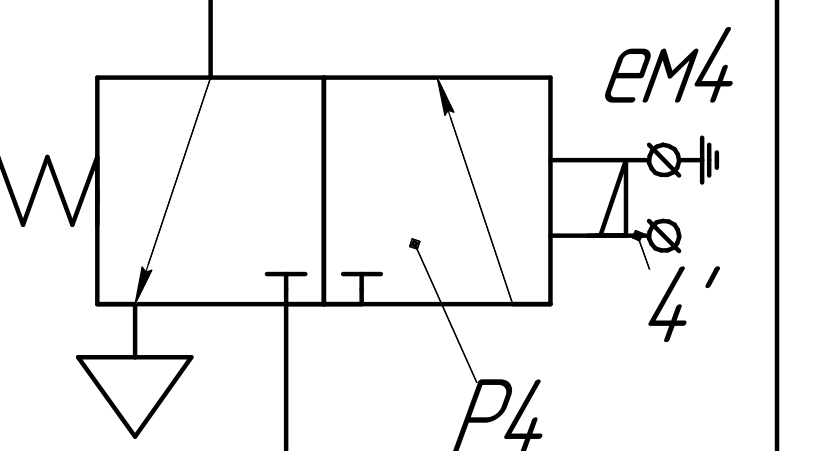
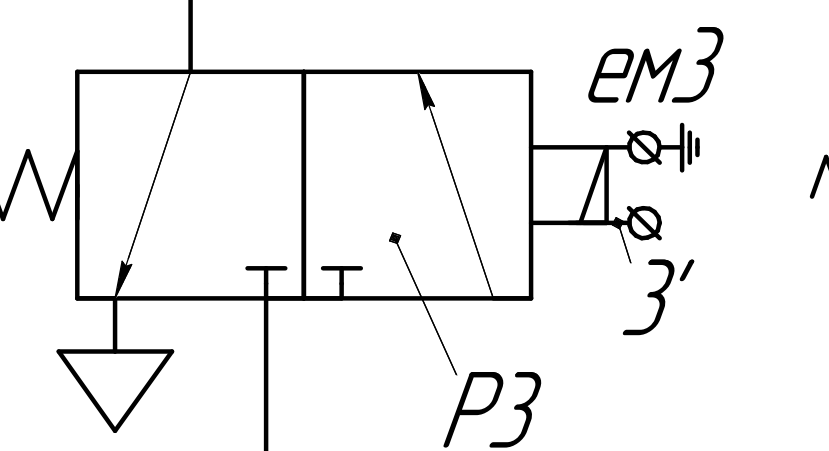
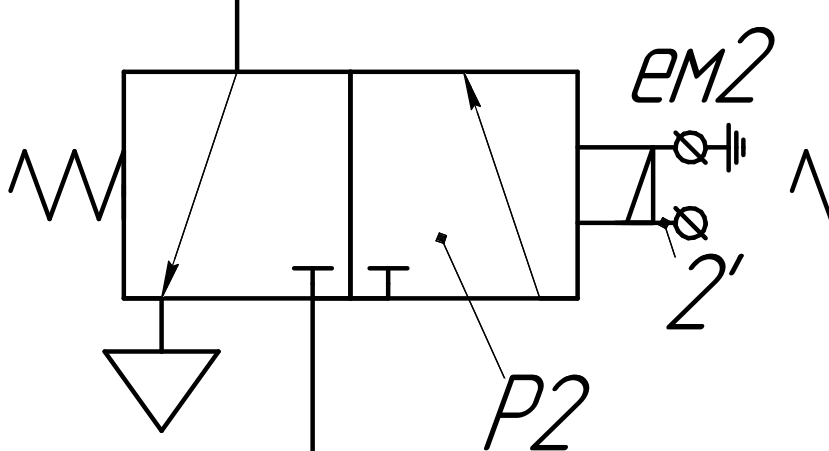
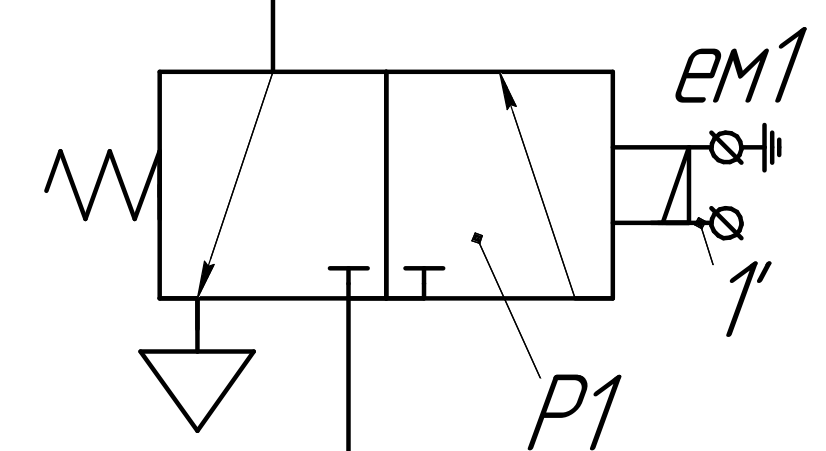
Р_р

30

13

30

13



КР2

АК

29

МЗ

КРЗ

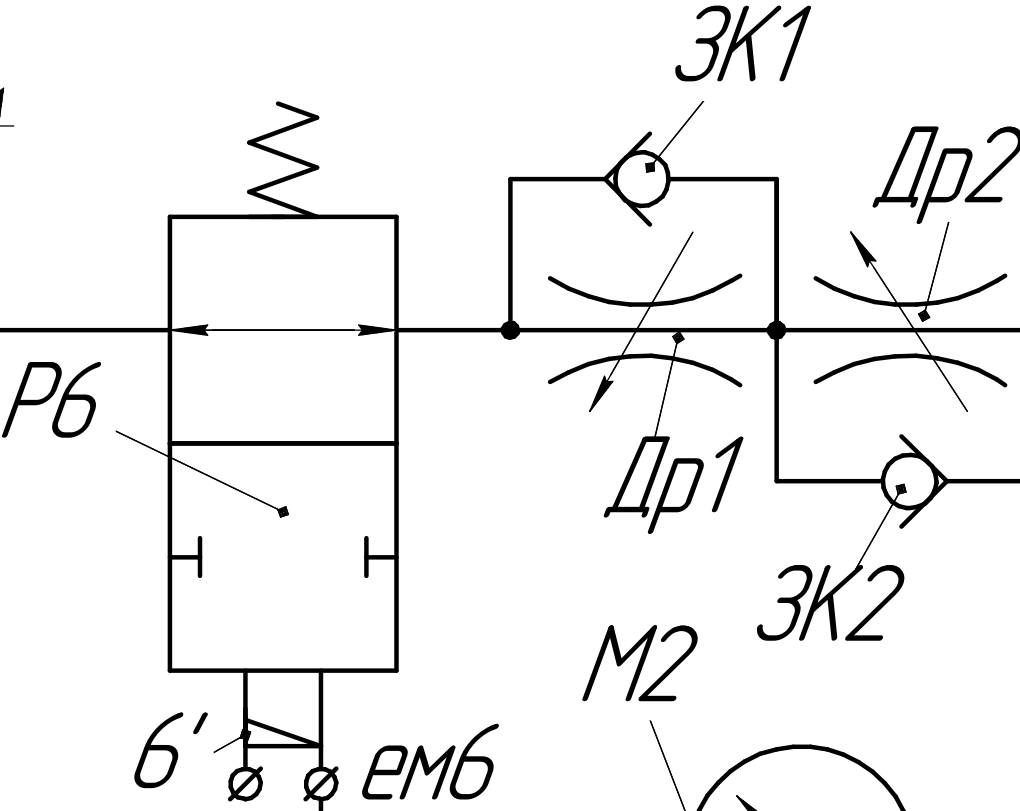
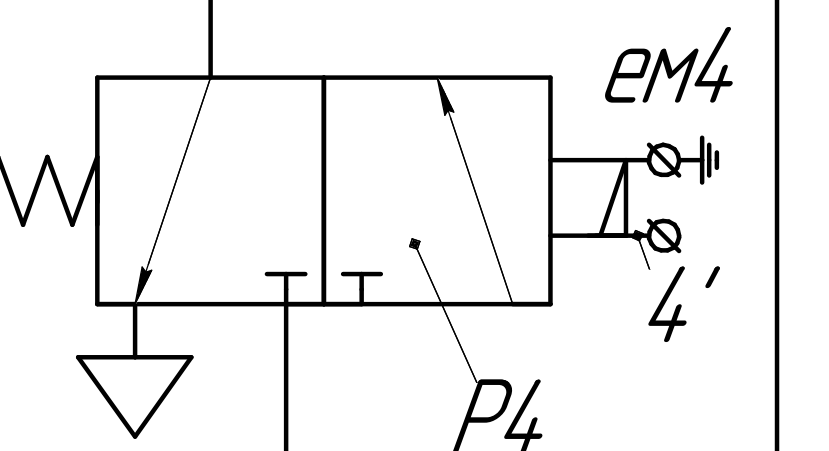
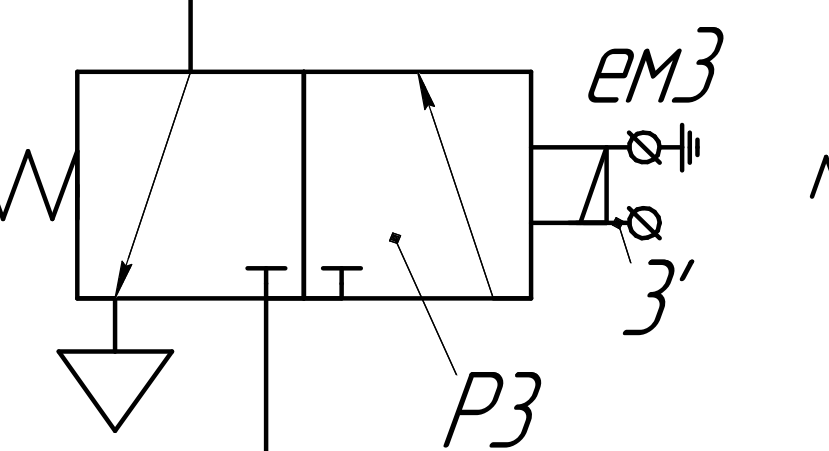
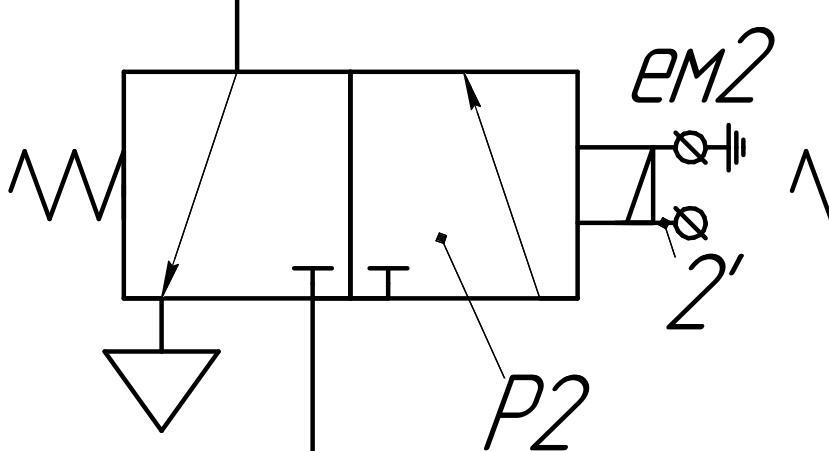
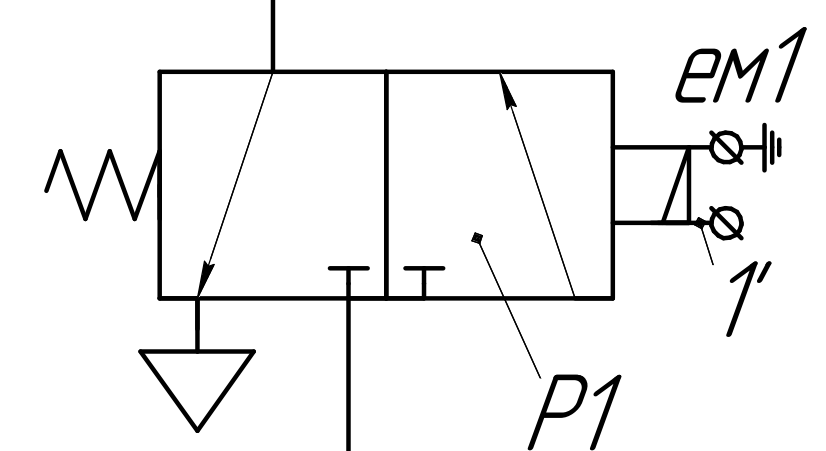
Р_р

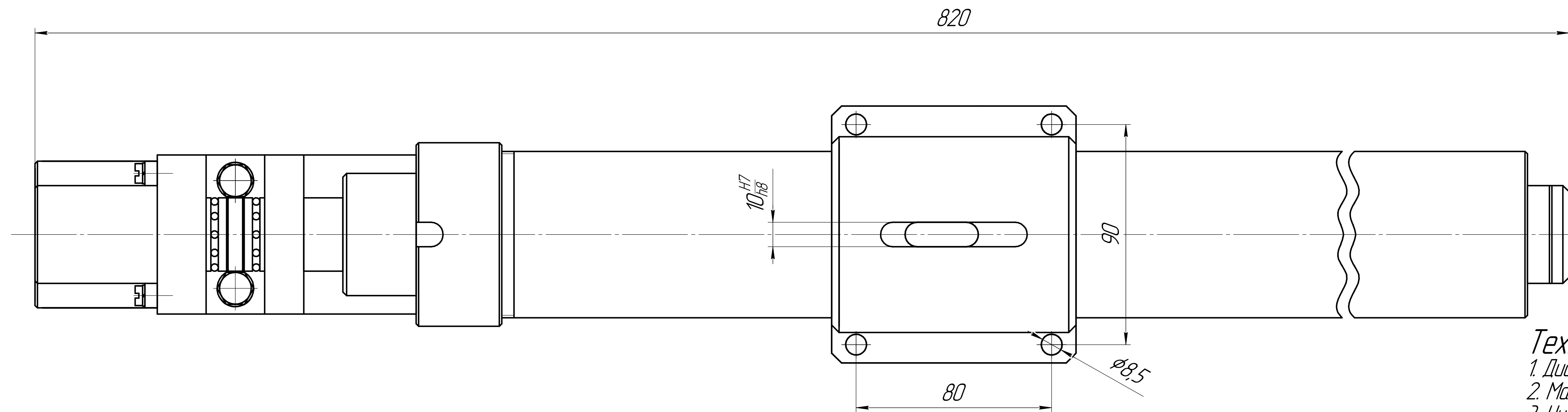
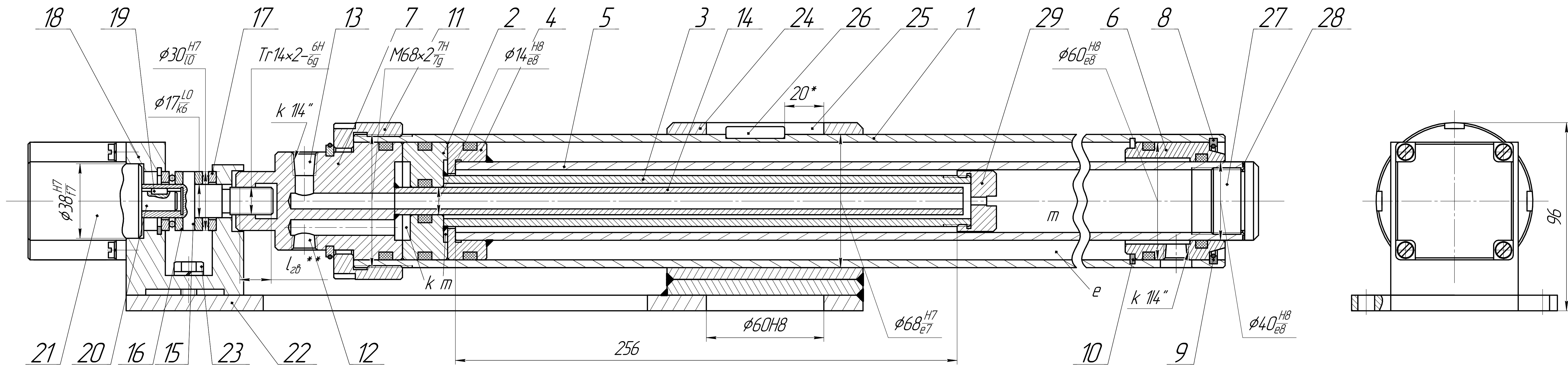
30

13

30

13





Технічні характеристики

- Дискретність приводу – $X_0=0,01$ мм.
- Максимальна величина переміщення – $X_{\max}=512$ мм.
- Число позицій – 51200

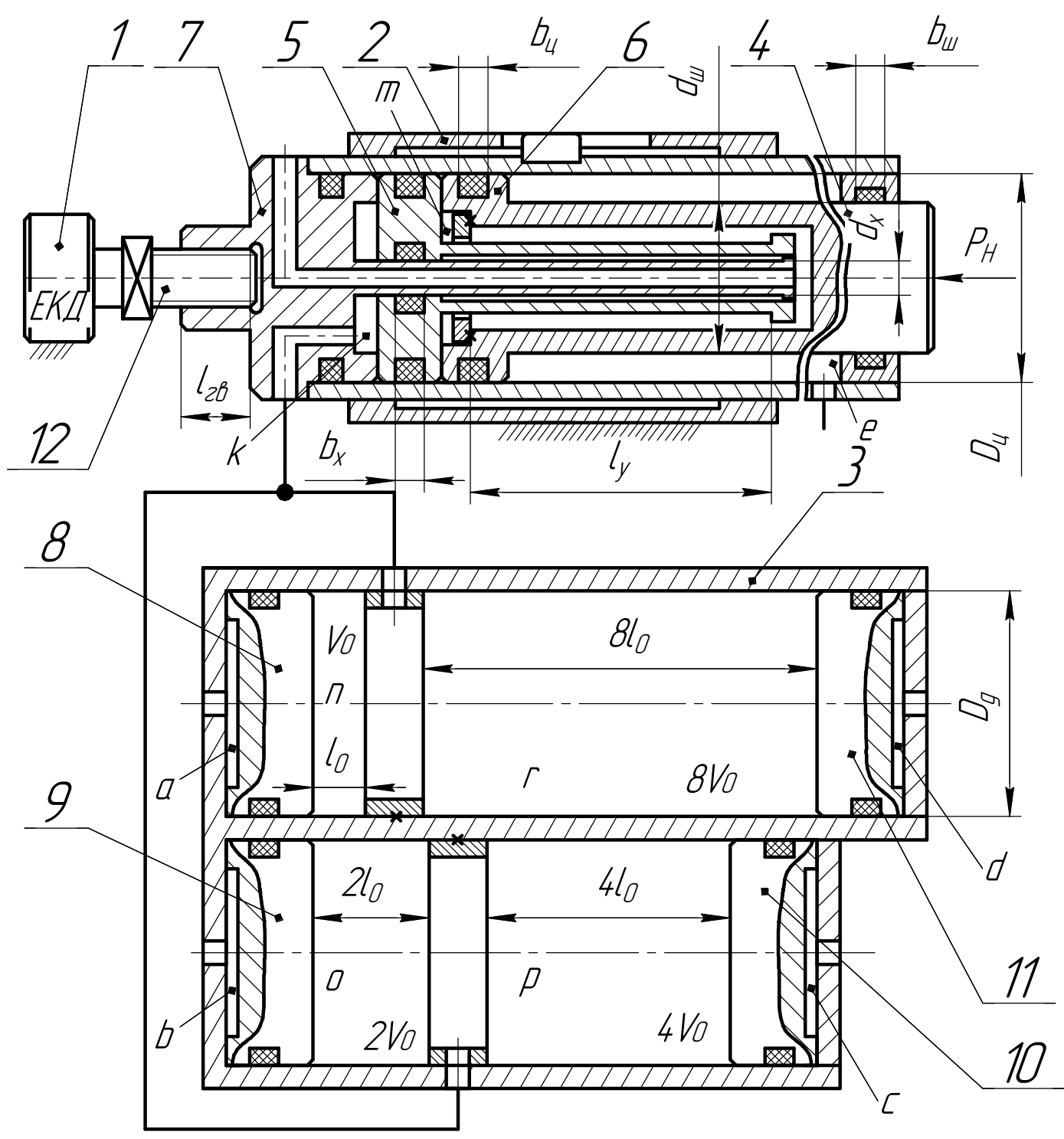
Технічні вимоги

- Переміщення поршнів і штока мусить бути плавним, без заїдань.
- Втрати рідини в рухомих з'єднаннях не допускаються.

* Розмір в нульовому положенні
** Розміри для довідок

					МВ-8106мн.МД0401000.00 СК			
					Багатопозиційний пневмоелектричний привід радіального переміщення	Лист	Маса	Максимальна
						В	13,77	11
Зм.	Лист	№ док.	Підп.	Дата	Складальний креслений	Лист	Листів	
Розробив	Неретяний ОВ	Надик М.А.	Сачуленко ОВ			КПІ ім. Ізгоря Сікарського	ММІ, КМ, МВ-81мн	
Перевірив								
Т.контр.								
Н.контр.								
Затв.								
</								

Розрахункова схема



Вихідні дані:

число розрядів приводу – $n_g=5$;
дискретність приводу – $X_0=0,01\text{мм}$;
максимальна величина переміщення
вихідного штока $X_{\max}=512\text{мм}$.

В структуру приводу входять: електричний кроковий двигун (ЕКД) 1, чотирирозрядний гідравлічний об'ємний дозатор 3, виконавчий циліндр 2 з поршнем старшого розряду 6. Чотирирозрядний гідравлічний об'ємний дозатор і поршень 6 старшого розряду утворюють п'ятирозрядний цифровий пневмогідравлічний привод з характеристиками:

1. Дискретність цифрового двигуна: $X_0 = \frac{4V_0}{\pi(D_u^2 - d_x^2)}$,

де $V_0 = \frac{\pi D_g^2}{4} \cdot l_0$ – мінімальний об'єм гідравлічного дозатора; D_g і D_u – відповідно діаметр дозатора і виконавчого циліндра; d_x – діаметр хвостовика кришки 7; l_0 – переміщення поршня 8 молодшого розряду.

2. Переміщення поршнів цифрового пневмоелектричного двигуна: $X_i = X_0 \cdot 2^{i-1}$,
де i – порядковий номер розрядного поршня цифрового двигуна.

$$X_i = \frac{\pi D_g^2 \cdot l_0 \cdot 2^{i-1}}{\pi(D_u^2 - d_x^2)} = \frac{D_g^2}{(D_u^2 - d_x^2)} l_0 \cdot 2^{i-1}$$

3. Максимальна величина переміщення вихідного штока 4: $X_{\max} = X_0 \cdot (2^{n_g} - 1)$,

4. Число позицій вихідного штока 4: $N = 2^{n_g}$.

5. Переміщення вихідного штока в залежності від опрацювання кодової комбінації: $X_i = \frac{D_g^2}{(D_u^2 - d_x^2)} l_0 \cdot \sum_{j=1}^{n_g} b_j \cdot 2^{i-1}$,
де b_j – значуща цифра, яка приймає значення «1», коли тиск живлення підводиться до i -тої камери гідродозатора і значення «0», коли i -та камера цифрового двигуна з'єднується з атмосферою.

6. Статичне зусилля цифрового двигуна: $P_u = \frac{\pi(D_u^2 - d_x^2)}{4} P_{\text{ж}} - \frac{\pi(D_u^2 - d_w^2)}{4} P_{\text{ж}} - P_{\text{тер}} \pm P_H$

$$P_{\text{тер}} = f_m (\pi D_u \cdot b_u \cdot P_K \cdot z_n + \pi d_w \cdot b_w \cdot z_{\text{ш}} \cdot P_K + \pi d_x \cdot b_x \cdot P_K \cdot z_x),$$

де P_K – контактний тиск ущільнення; b_u, b_w, b_x – відповідно ширина контактів ущільнень поршня, штока і хвостовика; $z_n, z_{\text{ш}}, z_x$ – відповідно кількість ущільнень поршня, штока і хвостовика;

$P_{\text{ж}}$ – тиск живлення; P_H – навантаження; f_m – коефіцієнт тертя.

I. При опрацюванні сигналів пневмогідравлічним цифровим двигуном забезпечуються наступні характеристики:
дискретність – $X_0=16(\text{мм})$; число позицій – $N_u=2^{n_g}=2^5=32$; максимальна величина переміщення вихідного

штока – $X_{\max}=X_0 \cdot (2^{n_g}-1)=16 \cdot (2^5-1)=496(\text{мм})$; максимальне зусилля – $P_u=666,3(\text{Н})$.

II. При опрацюванні приводом тільки електричних імпульсів ЕКД і поршнем старшого розряду його параметри мають наступні значення:

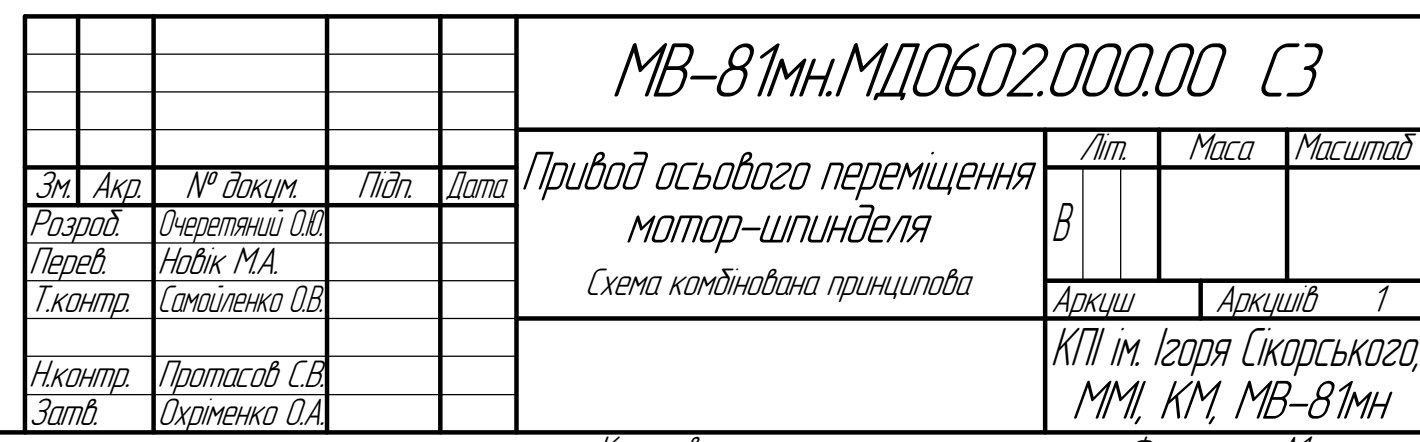
Крутний момент – $2(\text{Нм})$; дискретність – $0,01(\text{мм})$; число позицій – 3201 ; максимальна величина переміщення вихідного штока – $y_{\max}=272(\text{мм})$; максимальне статичне зусилля – $P_{\max,y}=603,6(\text{Н})$;

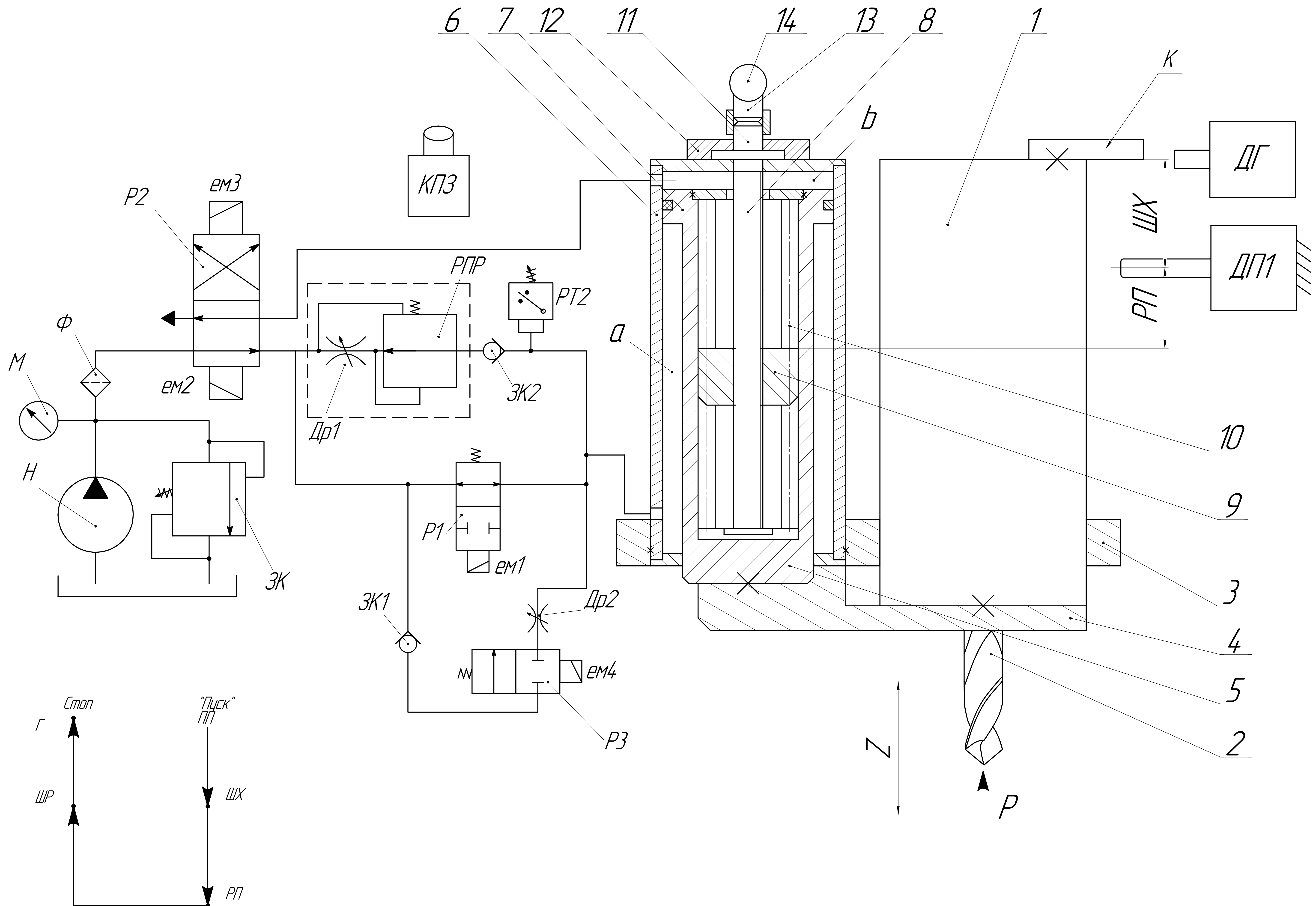
III. Максимальна величина переміщення вихідного штока при опрацюванні цифровим двигуном комбінації керуючих сигналів 11111 (тобто тиск живлення підводиться до розрядних камер a, b, c, d і m)

і числа імпульсів – $n_{\text{ім,макс}} = \frac{l_0 \cdot 360^\circ}{\Delta \varphi \cdot t} = \frac{16 \cdot 360}{1,8 \cdot 2} = 1600$. $y_{\max} = \frac{D_g^2}{(D_u^2 - d_x^2)} l_0 \cdot (1+2+4+8+16) + \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім,макс}} = 512(\text{мм})$

Число позицій вихідного штока – $N = \frac{y_{\max}}{y_0} = \frac{\frac{D_g^2}{(D_u^2 - d_x^2)} l_0 \cdot (1+2+4+8+16) + \frac{\Delta \varphi}{360^\circ} \cdot t \cdot n_{\text{ім,макс}}}{0,01} = 51200(\text{позицій})$

Крутний момент – $2(\text{Нм})$; Максимальне зусилля – $603,6(\text{Н})$





Циклограма руху свердла мотор-шпинделя

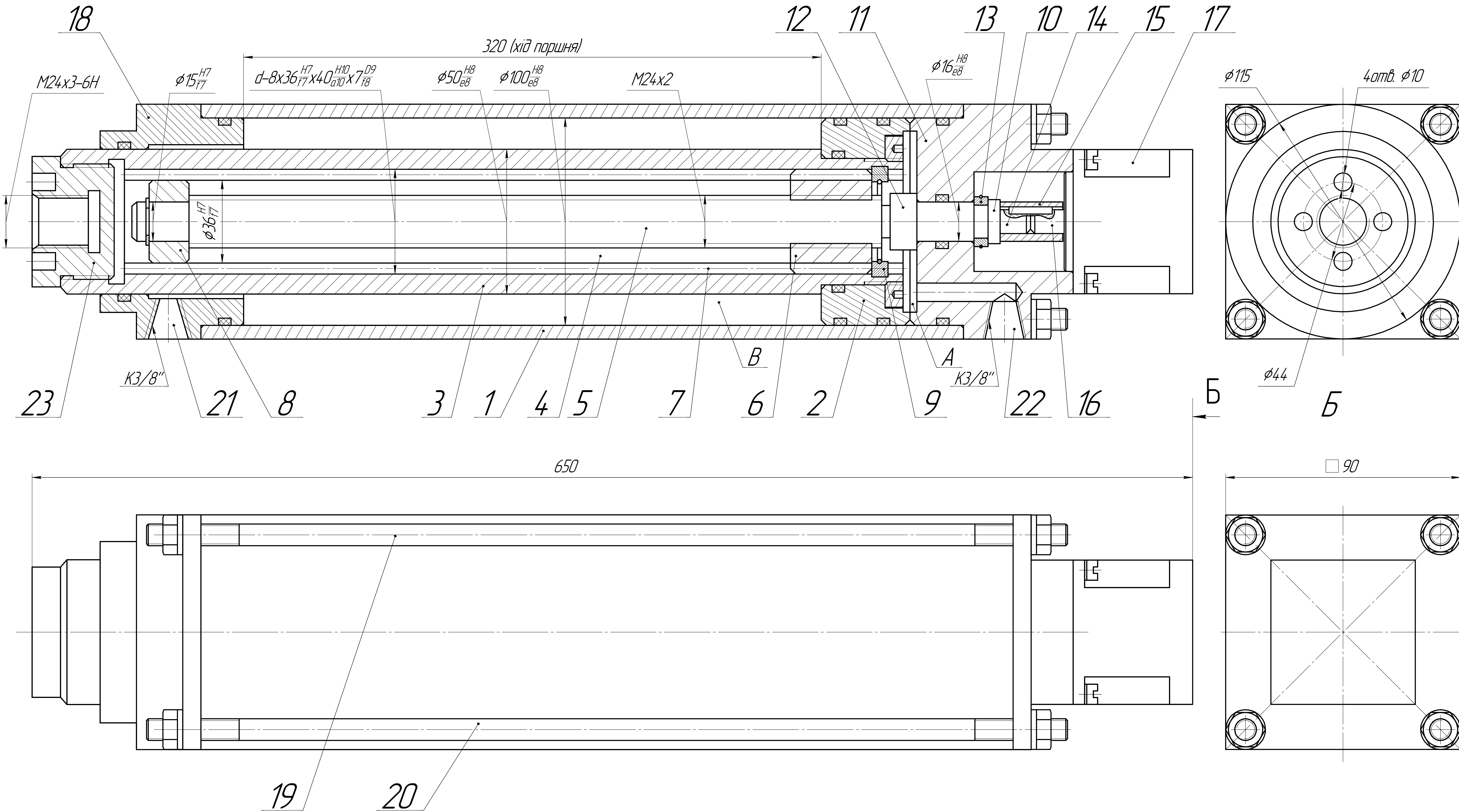
Схема розрахункова приводу осьової подачі мотор-шпинделя

КПІ ім. Ігоря Сікорського, ММІ, КМ, МВ-81мн

Розробник: _____/Очеретяний О.Ю./

Керівник: _____/Новік М.А./

МВ-8106мн.МД0702.000.00 СК



1. Втрата робочої рідини (олії) в рухомих і нерухомих з'єднаннях не допускається.
2. Рух поршня 2 з вихідним штоком 3 мусить бути плавним без заїдання і скачків.
3. Рух гайки 6 мусить бути плавним.

				МВ-8106мн.МД0702.000.00 СК			
Зм.	Акр.	№ док.	Підп.	Дата	Привод осьового переміщення	Лит.	Маса
Разр.	Очерт.	Ноб.	М.А.		мотор-шпінделя	В	16,2
Перед.	Ноб.	М.А.			складальний креслення	Арх.	1
Т.контр.	Сач.	О.В.				Арх.	1
Н.контр.	Прот.	С.В.				КПІ ім. Ігоря Сікорського	
Затв.	Охр.	О.А.				ММІ, КМ, МВ-81мн	
				Копіював			
				Формат А1			

